

## **Method for determining the adhesion/slip characteristics of the tyres of a road vehicle**

**Patent number:** DE4300048  
**Publication date:** 1994-10-06  
**Inventor:** MUELLER ARMIN DIPL. ING (DE); SPIECKER RAINER DIPL. ING (DE); FREITAG RAINER DIPL. ING (DE); EILERT GERT DIPL. ING (DE); SCHOEB REINHOLD DIPL. ING (DE)  
**Applicant:** DAIMLER BENZ AG (DE)  
**Classification:**  
international: G01M17/02; G01M17/06; G01N19/02; G01L5/13;  
G01P15/00; G05D13/34; B60K28/16; B60T8/32  
european: B60T8/172; B60T8/1763D; B60T8/26D; B60T8/32D2;  
B60T8/32D14; B60T8/32D14D; B60T8/42B;  
B60T8/48B4B; G01M17/02; G01N19/02  
**Application number:** DE19934300048.19930104  
**Priority number(s):** DE19934300048 19930104

[Report a data error here](#)

### **Abstract of DE4300048**

For determining the adhesion/slip characteristics of the tyres of a road vehicle, which is equipped with an anti-lock system configured for individual wheel control, during an initial phase of a target braking, only the wheel brake of a single vehicle wheel is subjected to brake pressure and this is dimensioned in such a way that the initial deceleration corresponding to the desire of the driver results. During this initial test phase of braking, the absolute brake slip (B) and the utilisation (B) of adhesion coupled with this are continuously determined; as soon as the vehicle deceleration z no longer increases because of the sole braking of the test wheel and/or the braked vehicle wheel decelerates more severely than corresponds to a predetermined threshold value, the test braking is terminated and the braking is continued by applying pressure to the further vehicle wheels; corresponding test braking phases are carried out in cyclic sequence for all the reference wheels.

Data supplied from the [esp@cenet](mailto:esp@cenet) database - Worldwide

(12) Offenlegungsschrift  
(10) DE 43 00 048 A 1

(51) Int. Cl. 5:  
**G 01 M 17/02**  
G 01 M 17/06  
G 01 N 19/02  
G 01 L 5/13  
G 01 P 15/00  
G 05 D 13/34  
B 60 K 28/16  
B 60 T 8/32

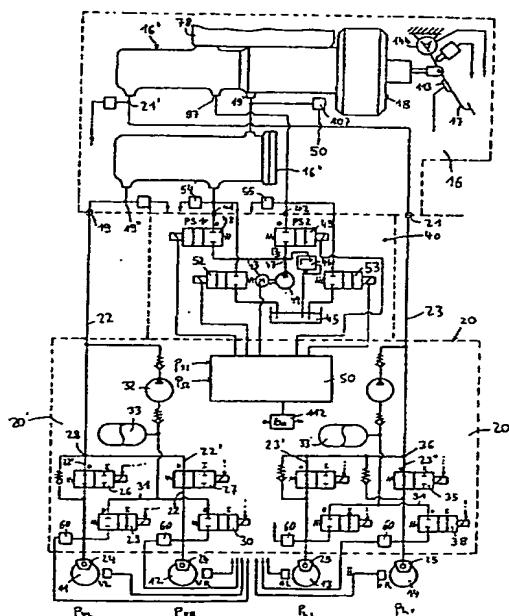
(71) Anmelder:  
Mercedes-Benz Aktiengesellschaft, 70327 Stuttgart,  
DE

(72) Erfinder:  
Müller, Armin, Dipl.-Ing., 7150 Backnang, DE;  
Spiecker, Rainer, Dipl.-Ing., 7053 Kernen, DE;  
Freitag, Rainer, Dipl.-Ing., 7440 Nürtingen, DE; Eilert,  
Gert, Dipl.-Ing., 7052 Schwaikheim, DE; Schöb,  
Reinhold, Dipl.-Ing., 7024 Filderstadt, DE

Der Inhalt dieser Schrift weicht von den am Anmeldetag eingereichten Unterlagen ab

(54) Verfahren zur Bestimmung der Kraftschluß-/Schlupfkennlinien der Reifen eines Straßenfahrzeuges

(57) Zur Bestimmung der Kraftschluß-/Schlupfkennlinien der Reifen eines Straßenfahrzeuges, das mit einem auf eine Einzelrad-Regelung ausgelegten Antiblockiersystem ausgerüstet ist, wird in einer Anfangsphase einer Zielbremsung nur die Radbremse eines einzigen Fahrzeuggrades mit Bremsdruck beaufschlagt und dieser so bemessen, daß sich die dem Fahrervunsch entsprechende Anfangsverzögerung ergibt. Während dieser anfänglichen Testphase der Bremsung wird fortlaufend der absolute Bremschlupf (B) sowie die mit diesem verknüpfte Kraftschlußausnutzung (B) ermittelt, sobald durch die alleinige Bremsung des Testrades die Fahrzeugverzögerung z nicht weiter anwächst und/oder das gebremste Fahrzeuggrad stärker verzögert, als es einem vorgegebenen Schwellenwert entspricht, wird die Testbremsung abgebrochen und die Bremsung durch Druckbeaufschlagung der weiteren Fahrzeugräder fortgesetzt; entsprechende Test-Bremsphasen werden in zyklischer Folge für sämtliche Führungsräder durchgeführt.



## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Bestimmung der Kraftschluß-/Schlupfkennlinien der Reifen eines Straßenfahrzeuges, das mit einem auf eine Einzelrad-Regelung ausgelegten Antiblockiersystem ausgerüstet ist, wonach im Fahrbetrieb des Fahrzeuges aus gemessenen Wertepaaren des Schlupfes und des bei gegebenem Schlupf ausgenutzten Kraftschlußbeiwertes auf den Verlauf der jeweiligen Reifenkennlinie im gesamten  $\mu/\lambda$ -Feld geschlossen wird.

Ein derartiges Verfahren ist durch die deutsche Patentanmeldung P 41 02 301.3 bekannt.

Nach diesem bekannten Verfahren werden im Traktionsbetrieb des Fahrzeuges die Reifenkennlinien der angetriebenen Fahrzeugräder bestimmt und wegen der Äquivalenz von Antriebs- und Bremschlupf die solchermaßen ermittelten Reifenkennlinien auch für die Bestimmung von Bremschlupf-Schwellen benutzt, bei deren Überschreiten das Antiblockiersystem des Fahrzeuges ansprechen soll. Auf die maximal ausnutzbaren Kraftschlußbeiwerte — das  $\mu$ -Maximum der jeweiligen Reifenkennlinie wird aus dem Durchdrehverhalten der angetriebenen Fahrzeugräder geschlossen, deren Drehzahl ab Überschreiten eines dem Maximum der Kennlinie entsprechenden Schlupf-Wertes drastisch anwächst. Eine genaue Bestimmung der Reifenkennlinien im Bremsbetrieb ist nach diesem bekannten Verfahren nicht möglich.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, ein Verfahren der eingangs genannten Art anzugeben, das im Bremsbetrieb des Fahrzeuges eine exakte Bestimmung der Reifenkennlinien ermöglicht, deren Kenntnis Voraussetzung für eine die dynamische Stabilität eines Fahrzeuges in einem weitest möglichen Umfang aufrechterhaltende Schlupf-Regelung ist, sowie ein Schlupf-Regelungssystem, mit dem das Verfahren durchführbar ist.

Diese Aufgabe wird hinsichtlich des Verfahrens durch die kennzeichnenden Merkmale a) bis d) des Patentanspruchs 1 und in weiterer Ausgestaltung dieses Verfahrens durch die Merkmale der Ansprüche 2 bis 10 und hinsichtlich des Schlupf-Regelungssystems durch die kennzeichnenden Merkmale des Patentanspruchs 11 sowie der auf diesen zurückbezogenen Ansprüche 12 bis 20 gelöst.

Hier nach wird in einer Anfangsphase einer mit mäßiger Fahrzeugverzögerung verknüpften Zielbremsung die Radbremse nur eines einzigen Fahrzeuggrades mit Bremsdruck beaufschlagt und dieser Bremsdruck derart rasch gesteigert, daß sich eine dem Fahrerwunsch entsprechende Entwicklung der Fahrzeugverzögerung ergibt. In dieser anfänglichen Testphase wird fortlaufend der absolute Bremschlupf gemessen, was dadurch sehr genau möglich ist, daß mindestens die nicht gebremsten Fahrzeugräder frei rollen und dadurch eine sehr genaue Information über die Fahrzeuggeschwindigkeit erzielbar ist, deren exakte Kenntnis wesentliche Voraussetzung für die exakte Schlupf-Bestimmung ist. Die Fahrzeugverzögerung kann ebenfalls sehr genau anhand der Raddrehzahlen der nicht verzögerten Fahrzeugräder bestimmt werden. Das der Bremsung unterzogene Fahrzeugrad kann sehr nahe bis an die "Blockiergrenze" abgebremst werden, da die frei rollenden Fahrzeugräder dem Fahrzeug genügend Seitenführungskraft vermitteln, um die erforderliche Stabilität zu gewährleisten. Die Testbremsung wird abgebrochen, sobald durch die alleinige Bremsung des Testrades die Fahrzeugverzögerung z nicht weiter anwächst und/oder das gebremste Fahrzeugrad stärker verzögert wird als es einem vorgegebenen Schwellenwert entspricht. Durch zyklische Durchführung dieser Maßnahmen wird für sämtliche Fahrzeugräder die gültige Reifenkennlinie ermittelt, die je nach Dauer der Fahrt bzw. Anzahl der während einer Fahrt ausgeführten Bremsungen mehrfach aktualisiert werden kann, so daß auch Veränderungen der Reifenkennlinien erfaßbar sind, die dann für eine situationsgerechte Einstellung von Ansprechschwellen z. B. für ein Antiblockiersystem ausgenutzt werden können.

Da über die Hinterräder geringere Fahrzeugverzögerungen erreichbar sind als über die Vorderräder, ist es vorteilhaft, wenn die Testbremsphasen in der durch die Merkmale der Ansprüche 2 bis 4 angegebenen "Reihenfolge" durchgeführt werden.

Des Weiteren ist es vorteilhaft, wenn bei einer Durchführung der Testbremsphase an einem angetriebenen Fahrzeuggrad dieses vom Antriebsstrang des Fahrzeuges abgekuppelt wird, damit eine Rückwirkung des Antriebsstranges auf das gebremste Fahrzeugrad ausgeschlossen wird.

Der Fahrerwunsch "Zielbremsung" kann alternativ oder in Kombination daran erkannt werden, daß der Fahrer das Bremspedal der Bremsanlage mit einer Kraft betätigt, die kleiner als ein vorgegebener Schwellenwert ist oder daran, daß die Fahrzeugverzögerung kleiner gehalten wird als ein einstellbar vorgegebener Schwellenwert sehr genau auch daran, daß der Bremsdruck, den der Fahrer durch Betätigung des Bremsgeräts in die Bremsanlage einsteuert, kleiner ist als ein Schwellenwert.

Anstelle einer tabellarischen Eingabe gemessener Kraftschluß-Schlupf-Wertepaare in einen Speicher einer elektronischen Steuereinheit ist es vorteilhaft, die nach dem erfindungsgemäßen Verfahren ermittelten Reifenkennlinien fortlaufend zu generieren, wie gemäß den Ansprüchen 9 und 10 vorgesehen.

Hinsichtlich eines zur Durchführung und Anwendung des erfindungsgemäßen Verfahrens geeigneten Schlupf-Regelungssystems ist durch die Merkmale des Anspruchs 11 und in weiterer Ausgestaltung durch diejenigen der Ansprüche 12 und 13 eine konstruktiv einfache und raumsparende, insbesondere funktionssichere Gestaltung eines im Rahmen der Bremsanlage des Fahrzeuges vorgesehenen Bremsgeräts angegeben, bei dem geschlossene Bremskreise ausnutzbar sind, was aus sicherheitstechnischen Gründen besonders vorteilhaft ist.

Mittels eines gemäß Anspruch 14 vorgesehenen, zwischen den dem Vorderachs-Bremskreis der Bremsanlage des Fahrzeugs zugeordneten Ausgangsdruckraum des Tandem-Hauptzylinders und die zu den Vorderradbremsen weiterführende Hauptbremsleitung des Vorderachs-Bremskreises geschalteten, als Druckumsetzer wirkenden Sekundärzylinders, der seinerseits einen Steuerdruckraum hat, in den ein steuerbarer Ausgangsdruck der Steuerdruckquelle einkoppelbar ist, der dem im Ausgangsdruckraum dieses Sekundärzylinders allein durch Betätigung des Hauptzylinders erzeugbaren Ausgangsdruck additiv überlagerbar ist, wird zusätzliche Variabilität hinsichtlich der Bremskraft-Verteilungs-Steuerung erzielt, wobei es vorteilhaft ist, wenn dem Sekundärzylinder ein eigener Steuerdruckausgang der Steuerdruckquelle zugeordnet ist.

Mittels eines gemäß Anspruch 16 vorgesehenen Drucksensors, der ein für den Druck im Tandem-Hauptzylinder charakteristisches elektrisches Ausgangssignal erzeugt, ist auf einfache Weise der hinsichtlich der erwünschten Fahrzeugverzögerung bestehende Fahrerwunsch erkennbar.

Gemäß den Ansprüchen 17 und 18 vorgesehene Drucksensoren, die für den am jeweiligen Druckausgang der Steuerdruckquelle bereitgestellten Steuerdruck charakteristische elektrische Ausgangssignale bzw. für die in die einzelnen Radbremsen eingekoppelten Bremsdrücke charakteristische elektrische Ausgangssignale erzeugen, die der elektronischen Steuereinheit als Informations-Eingaben zugeleitet sind, ermöglichen eine genau dosierte Druckzumessung zu den einzelnen Radbremsen unter Wahrung optimaler dynamischer Stabilität des Fahrzeugs.

Sowohl zur Erkennung von Kurvenfahrt-Situationen als auch zur Steuerung der Bremskraftverteilung auf die einzelnen Fahrzeugräder im Sinne z. B. einer gleichmäßigen Kraftschlußausnutzung an sämtlichen Fahrzeugräder, ist es vorteilhaft, wenn das Fahrzeug mit einem Querbeschleunigungssensor und/oder einem Gierwinkelsensor ausgerüstet ist, der mittels der elektronischen Steuereinheit des Schlupf-Regelungssystems verarbeitbare elektrische Ausgangssignale erzeugt.

Zur Erkennung des Fahrerwünsches "Zielbremsung" oder "Vollbremsung" ist es auch vorteilhaft, wenn ein Kraft-Sensor vorgesehen ist, der ein für die Kraft, mit der der Fahrer das Bremspedal der Bremsanlage betätig, charakteristisches elektrisches Ausgangssignal erzeugt, durch das, wenn der Signalpegel einen Schwellenwert überschreitet, die Durchführung einer Testbremsphase abgebrochen oder deren Einleitung von vornherein verhindert wird.

Das erfindungsgemäße Verfahren und ein zu seiner Durchführung geeignetes Schlupf-Regelungssystem werden nachfolgend mit Bezug auf eine Fahrzeugsbremsanlage anhand der Zeichnung näher beschrieben und erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 eine mit einem erfindungsgemäßen Bremsschlupf-Regelungssystem ausgerüstete hydraulische Zweikreis-Bremsanlage eines Fahrzeuges in vereinfachter, schematischer Blockschaltbilddarstellung;

Fig. 2 konstruktive Einzelheiten eines im Rahmen der Bremsanlage gemäß Fig. 1 einsetzbaren Bremsgeräts;

Fig. 3 ein Detail des Tandem-Hauptzylinders des Bremsgeräts gemäß Fig. 2 und

Fig. 4 eine Kraftschluß-/Bremsschlupf-Reifenkennlinie zur Erläuterung der Funktion des Schlupf-Regelungssystems gemäß Fig. 1.

Durch die in der Fig. 1 ihrem grundsätzlichen Aufbau nach dargestellte, insgesamt mit 10 bezeichnete hydraulische Zweikreis-Bremsanlage ist ein Straßenfahrzeug repräsentiert, das mit einem komplexen Schlupf-Regelungssystem ausgerüstet ist, das dem Fahrzeug, unbeschadet der Möglichkeit einer Ausnutzung hoher Fahrzeugbeschleunigungen und -verzögerungen in den statistisch bedeutsamen Fahrsituationen ein hohes Maß an dynamischer Stabilität und damit Sicherheit im Fahrbetrieb ermöglicht. Dieses Schlupf-Regelungssystem vermittelt die Funktionen sowohl eines Antiblockiersystems (ABS), als auch die einer Antriebs-Schlupf-Regelung (ASR), wie auch diejenige einer — elektronischen — Bremskraft-Verteilungssteuerung (EBKV), welche geeignet ist, dem Fahrzeug erwünschte Bremskraftverteilung aufzuprägen, die z. B. bei einer Teilbremsung der Ausnutzung erhöhter Hinterachs-Bremskraftanteile entsprechen kann und bei einer Vollbremsung einer idealen Bremskraftverteilung, die im wesentlichen gleicher Kraftschlußausnutzung an den — gebremsten — Vorder- und Hinterrädern des Fahrzeugs entspricht.

Darüber hinaus ist das Schlupf-Regelungssystem dahingehend ausgelegt, daß die Radbremsen in jeder beliebigen Kombination und unabhängig von dem Fahrbetrieb, sei es daß sich das Fahrzeug in beschleuniger oder verzögerter oder in einer Fahrt mit gleichförmiger Geschwindigkeit befindet, selbsttätig aktivierbar sind, wobei die einzelnen Beiträge der über die Radbremsen entfalteten Bremskräfte individuell einstellbar sind.

Um diese Funktionen zu erzielen, ist die Bremsanlage 10 mehr im einzelnen wie nachfolgend erläutert aufgebaut, wobei zur Erläuterung konstruktiver und funktioneller Details der Bremsanlage 10 auch auf die Fig. 2 Bezug genommen sei.

Für das Fahrzeug wird zum Zweck der Erläuterung vorausgesetzt, daß es einen Hinterachs-Antrieb hat, bei dem die Möglichkeit einer automatischen "Unterbrechung" des Antriebsstranges vorgesehen ist, sei es dadurch, daß das Fahrzeug ein automatisches Getriebe hat, das während der Fahrt, insbesondere im Bremsbetrieb des Fahrzeuges, selbsttätig auf Leerlauf geschaltet werden kann, oder dadurch, daß, falls das Fahrzeug mit einem Schaltgetriebe ausgerüstet ist, ein elektrisch steuerbares Lösen und Wiedereintrücken der Kupplung möglich ist, über die der Antriebsmotor und das Getriebe miteinander kuppelbar sind.

Die zum Lösen der Kupplung und Einschalten der Leerlaufstellung eines automatischen Getriebes erforderlichen Einrichtungen sind, der Einfachheit der Darstellung halber, in den Zeichnungsfiguren nicht dargestellt.

Für die Bremsanlage 10 ist, zum Zweck der Erläuterung, weiter vorausgesetzt, daß die linke Vorderradbremse (VL) 11 und die rechte Vorderradbremse (VR) 12 zu einem Vorderachs-Bremskreis I und die linke Hinterradbremse (HL) 13 und die rechte Hinterradbremse (HR) 14 zu einem Hinterachs-Bremskreis II zusammengefaßt sind.

Das zur Bremsdruckversorgung der beiden Bremskreise I und II vorgesehene, insgesamt mit 16 bezeichnete Bremsgerät der Bremsanlage 10, das einen dem Vorderachs-Bremskreis I zugeordneten Druckausgang 19 hat, an den die zu den Vorderradbremsen 11 und 12 hin sich verzweigende Hauptbremsleitung 22 des Vorderachs-Bremskreises I angeschlossen ist und einen dem Hinterachs-Bremskreis II zugeordneten Druckausgang 21, an den die sich zu den Hinterradbremsen 13 und 14 hin verzweigende Hauptbremsleitung 23 des Hinterachs-Bremskreises II angeschlossen ist, umfaßt einen gestuften Tandem-Hauptzylinder 16' spezieller Bauart, deren konstruktive Einzelheiten der Fig. 2 entnehmbar sind, der mittels eines Bremspedals 17 über einen Bremskraftverstärker 18, der als hydraulischer oder als pneumatischer Bremskraftverstärker ausgebildet sein kann, betätigbar ist und einen dem Vorderachs-Bremskreis I zugeordneten Druckausgang 19' hat, an den ein im wesentlichen als Druckumsetzer fungierender Sekundärzylinder 16'' angeschlossen ist, dessen Druckausgang 19'' unmittelbar

mit dem dem Vorderachs-Bremskreis I zugeordneten Druckausgang 19 des Bremsgeräts 16 verbunden ist, sowie einen dem Hinterachs-Bremskreis II zugeordneten Druckausgang 21', der unmittelbar mit dem dem Hinterachs-Bremskreis II zugeordneten Druckausgang 21 des Bremsgeräts 16 verbunden ist oder diesen unmittelbar bildet.

Die Bremssättel 24 bzw. 25 der Vorderradbremsen 11 und 12 bzw. der Hinterradbremsen 13 und 14, die jeweils 5 als Scheibenbremsen ausgebildet sind, sind als Zwei-Kolben-Sättel vorausgesetzt, die an den Vorderradbremsen jeweils identisch ausgelegt sind und an den Hinterradbremsen ebenfalls eine identische, von derjenigen der Vorderradbremsen jedoch unterschiedliche Auslegung haben, die im Sinne einer Festabstimmung der Vorderachs-/Hinterachs-Bremskraftverteilung auf dynamisch-stabiles Verzögerungsverhalten des Fahrzeugs im gesamten Bremsbereich – Teilebremse bis Vollbremsung – getroffen ist.

10 Es versteht sich jedoch, daß anstelle von Zweikolben-Sätteln 24 und 25 auch Vierkolben-Bremssättel mit jeweils zwei Kolbenpaaren Verwendung finden könnten, wobei – pro Bremse – jeweils nur ein Kolbenpaar der Bremssättel 24 bzw. 25 für eine "normale", d. h. ohne Schlupfregelung erfolgende Bremsung ausgenutzt werden und die weiteren Kolben-Paare zur Schlupf-Regelung ausgenutzt werden könnten.

15 Das Fahrzeug ist mit einem Antiblockiersystem (ABS) ausgerüstet, das durch seine in der Fig. 1 insgesamt mit 20 bezeichnete elektrohydraulische Steuereinheit repräsentiert ist.

Für dieses Antiblockiersystem ist beim dargestellten, speziellen Ausführungsbeispiel vorausgesetzt, daß es, um die Bremskreise I und II geschlossen halten zu können, nach dem Rückförderprinzip arbeitet, wonach in 20 Bremsdruck-Abbau-Phasen der Antiblockierregelung aus den Vorderradbremsen 11 und/oder 12 bzw. den Hinterradbremsen 13 und/oder 14 abgelassene Bremsflüssigkeit wieder in die Hauptbremsleitung 22 und/oder 25 23 des Vorderachs-Bremskreises I bzw. des Hinterachs-Bremskreises II und über diese zurück zum Bremsgerät 16 gepumpt wird.

Dieses Antiblockiersystem ist – in für sich bekannter Art der Realisierung – dahingehend ausgebildet, daß 25 an den Radbremsen 11 und 12 bzw. 13 und 14 des jeweiligen Bremskreises I bzw. II "gegenphasige" Bremsdruckänderungen möglich sind, d. h., daß an der einen Radbremse 11 oder 12 bzw. 13 oder 14 des jeweiligen Bremskreises I bzw. II Bremsdruck ab- oder aufgebaut werden kann, während an der anderen Radbremse des jeweiligen Bremskreises I bzw. II Bremsdruck wieder aufgebaut wird.

Demgemäß sind im Rahmen der elektrohydraulischen Steuereinheit 20 des Antiblockiersystems dem Vorderachs-Bremskreis I und dem Hinterachs-Bremskreis II die einzeln zugeordneten Untereinheiten 20' und 20'' vorgesehen, die je für sich gesehen, einen im vorstehenden Sinne erläuterten gegenphasigen Bremsdruckabbau 30 bzw. Bremsdruckaufbau an der linken Vorderradbremse 11 und der rechten Vorderradbremse 12 bzw. der linken Hinterradbremse 13 und der rechten Hinterradbremse 14 des Fahrzeugs ermöglichen.

Die dem Vorderachs-Bremskreis I zugeordnete Untereinheit 20' der elektrohydraulischen Steuereinheit 20 des Antiblockiersystems umfaßt in für sich bekannter Schaltungsanordnung 2 der linken Vorderradbremse 11 und der rechten Vorderradbremse 12 die einzeln zugeordneten Einlaßventile 26 und 27, mittels derer die von der 35 Verzweigungsstelle 28 der Hauptbremsleitung 22 des Vorderachs-Bremskreises I ausgehenden, zu den einzelnen Radbremsen 11 und 12 führenden Bremsleitungszweige 22' und 22'' einzeln freigebbar und absperrbar sind. Diese Einlaßventile 26 und 27 sind – beim dargestellten Ausführungsbeispiel – als 2/2-Wege-Magnetventile ausgebildet, deren Grundstellung 0 ihre Durchflußstellung ist, in der die Vorderradbremsen 11 und 12 mit dem dem Vorderachs-Bremskreis I zugeordneten Druckausgang 19 des Bremsgeräts 16 kommunizierend verbunden 40 sind, und deren erregte Stellung 1 ihre Sperrstellung ist, in welcher die Vorderradbremsen 11 und 12 gegen die Verzweigungsstelle 28 der Hauptbremsleitung 22 des Vorderachs-Bremskreises I und damit auch gegen den diesem zugeordneten Druckausgang 19 des Bremsgeräts 16 abgesperrt sind.

Weiter umfaßt die Untereinheit 20' der elektrohydraulischen Steuereinheit 20 des Antiblockiersystems den 45 Vorderradbremsen 11 und 12 je einzeln zugeordnete Auslaßventile 29 und 30, mittels derer die beiden Vorderradbremsen 11 und 12 – einzeln oder gemeinsam – an eine Rücklaufleitung 31 des Vorderachs-Bremskreises I anschließbar sind, aus der mittels einer dem Vorderachs-Bremskreis I zugeordneten Rückförderpumpe 32 in Bremsdruck-Abbau-Phasen der Bremsdruck-Regelung an mindestens einer der Vorderradbremsen 11 und/oder 12 abgelassene Bremsflüssigkeit in die Hauptbremsleitung 22 des Vorderachs-Bremskreises I und über diese in das Bremsgerät 16 zurückgepumpt werden kann.

50 Die Auslaßventile 29 und 30 des Vorderachs-Bremskreises I sind, gemäß der Darstellung der Fig. 1, als 2/2-Wege-Magnetventile ausgebildet, deren Grundstellung 0 ihre Sperrstellung ist, in welcher die Radbremse(n) 11 und/oder 12 gegen die Rücklaufleitung 31 abgesperrt ist/sind, und deren erregte Stellung 1 ihre Durchflußstellung ist, in welcher die Radbremse(n) 11 und/oder 12 des Vorderachs-Bremskreises I an die Rücklaufleitung 31 angeschlossen ist/sind.

55 An die Rücklaufleitung 31 des Vorderachs-Bremskreises I ist ein Niederdruckspeicher 33 angeschlossen, der in üblicher Gestaltung als Kolben-Feder-Speicher ausgebildet ist und in Bremsdruck-Abbauphasen, die am Vorderachs-Bremskreis I erfolgen, abgelassene Bremsflüssigkeit rasch aufnehmen kann, um die erforderliche schnelle Druckentlastung der jeweiligen Vorderradbremse 11 bzw. 12 erzielen zu können, wobei die Rückförderpumpe 32, die über ein Eingangs-Rückschlagventil an den Niederdruck-Speicher 31 und über ein Ausgangs-Rückschlagventil an die Hauptbremsleitung 22 des Vorderachs-Bremskreises I angeschlossen ist, die abgelassene Bremsflüssigkeit erforderlichenfalls aus dem Niederdruckspeicher 33 in das Bremsgerät 16 zurückpumpt.

Mit hierzu analoger Schaltungsverknüpfung und Funktion umfaßt die dem Hinterachs-Bremskreis II zugeordnete Untereinheit 20' der elektrohydraulischen Steuereinheit 20 des Antiblockiersystems den Hinterradbremsen 13 und 14 einzeln zugeordnete Einlaßventile 34 und 35, mittels derer die von einer Verzweigungsstelle 36 der Hauptbremsleitung 23 des Hinterachs-Bremskreises II zu dessen Radbremsen 13 und 14 weiterführenden Bremsleitungszweige 23' und 23'' je einzeln freigebbar bzw. absperrbar sind, sowie den Radbremsen 13 und 14 des Hinterachs-Bremskreises II einzeln zugeordnete Auslaßventile 37 und 38, mittels derer die Radbremsen 13 und 14 des Hinterachs-Bremskreises II einzeln oder gemeinsam an eine Rücklaufleitung 31' des Hinterachs-

Bremskreises II anschließbar bzw. gegen diese absperrbar sind, wie auch eine dem Hinterachs-Bremskreis II zugeordnete Rückförderpumpe 32' sowie einen an die Rücklaufleitung 31' des Hinterachs-Bremskreises II angeschlossenen Niederdruckspeicher 33', aus der/dem in Bremsdruckabuphasen, die am Hinterachs-Bremskreis II erforderlich sind, abgelassene Bremsflüssigkeit in die Abflußleitung 23 des Hinterachs-Bremskreises II bzw. den diesem zugeordneten Funktionsteil des Bremsgeräts 16 der Bremsanlage 10 zurückpumpbar ist.

Die Rückförderpumpen 22 und 22' des Vorderachs-Bremskreises I und des Hinterachs-Bremskreises II können, wie nicht eigens dargestellt, als Kolbenpumpen, insbesondere als Freikolbenpumpen ausgebildet sein, die einen gemeinsamen Exzenterantrieb haben.

Im Rahmen des Schlupf-Regelungs-Systems der Bremsanlage 10 ist weiter eine insgesamt mit 40 bezeichnete Steuerdruckquelle vorgesehen, die einen dem Vorderachs-Bremskreis I zugeordneten Steuerdruckausgang 41 und einen dem Hinterachs-Bremskreis II zugeordneten Steuerausgang 42 hat, an denen definierte, erforderlichenfalls verschiedene Drücke  $p_{s1}$  und/oder  $p_{s2}$  bereitstellbar sind, wobei diese Drücke  $p_{s1}$  und  $p_{s2}$  einem erwünschten Zeitverhalten entsprechend anhebbar und absenkbare sind.

Als Druckerzeugungsaggregat ist eine mittels eines elektrischen Antriebsmotors 43 antreibbare Pumpe 44 vorgesehen, deren Fördermenge als Drehzahl-proportional vorausgesetzt ist, wobei der Elektromotor 43 seinerseits hinsichtlich der Drehzahl steuerbar ist, zum mindesten in Abhängigkeit von der Frequenz einer gepulsten Betriebsspannung oder dem Pegel der Versorgungsspannung, mit der der Elektromotor 43 betrieben wird.

Die Steuerdruckquelle 40 arbeitet zweckmäßigerweise mit Bremsflüssigkeit als Druckmedium, für das ein eigener Vorratsbehälter 45 der Steuerdruckquelle 40 vorgesehen ist.

Die Steuerdruckquelle 40 ist mit einem Druckbegrenzungsventil 46 versehen, das den am Hochdruckausgang 47 der Pumpe 44 bereitgestellten Ausgangsdruck  $P_s$  auf einen Wert von maximal ca. 80 bar begrenzt.

Zwischen den Hochdruckausgang 47 der Pumpe 44 und die Steuerdruckausgänge 41 und 42 der Steuerdruckquelle 40 ist je ein Auslaß-Steuerventil 48 bzw. 49 geschaltet, mittels derer die Drücke  $p_{s1}$  und  $p_{s2}$  steuerbar sind, die an den Steuerdruckausgängen 41 und 42 der Steuerdruckquelle 40 bereitstellbar sind. Diese Auslaß-Steuerventile 48 und 49 sind als 2/2-Magnetventile ausgebildet, die durch elektrische Ausgangssignale einer elektronischen Steuereinheit 50 – gepulst – ansteuerbar sind, die als zentrale Steuereinheit des Schlupf-Regelungssystems vorgesehen ist und auch die für die Ansteuerung der Einlaßventile 26, 27 sowie 34, 35 und der Auslaßventile 21, 30 sowie 37, 38 der elektrohydraulischen Bremsdruck-Steuereinheit 20 des Antiblockiersystems erforderlichen elektrischen Ausgangssignale erzeugt, die aus einer vergleichenden sowie differenzierenden Verarbeitung von Ausgangssignalen den Fahrzeugräder einzeln zugeordneter Raddrehzahlsensoren 51 gewonnen werden, deren Ausgangssignale nach Pegel und/oder Frequenz die Information über das dynamische Verhalten – Radumfangsgeschwindigkeit, Beschleunigung und Verzögerung – der Fahrzeugräder enthalten.

Zwischen die Steuerdruck-Ausgänge 41 und 42 der Steuerdruckquelle 40 und deren Vorratsbehälter 45 ist weiter je ein Druckabsenkungs-Steuerventil 52 bzw. 53 geschaltet, durch deren z. B. gepulste Ansteuerung, mit Ausgangssignalen der elektronischen Steuereinheit 50 die an den Steuerdruckausgängen 41 und 42 der Steuerdruckquelle 40 herrschenden Ausgangsdrücke absenkbare sind. Auch die Druckabsenkungs-Steuerventile 52 und 53 sind als 2/2-Wege-Magnetventile ausgebildet.

Die Grundstellungen 0 sowohl der Auslaßsteuerventile 48 und 49 als auch der Druckabsenkungs-Steuerventile 52 und 53 der Steuerdruckquelle 40 sind deren Sperrstellungen, in denen zum einen der Hochdruckausgang 47 der Pumpe 44 gegen die Druckausgänge 41 und 42 der Steuerdruckquelle 40 abgesperrt ist und zum anderen die Steuerdruckausgänge 41 und 42 der Steuerdruckquelle 40 gegen deren Vorratsbehälter 55 abgesperrt sind. Ihre hierzu alternativen Durchflußstellungen I sind die erregten Stellungen, in denen die Steuerdruckausgänge 41 und 42 – alternativ oder gemeinsam – an den Hochdruckausgang 47 der Pumpe angeschlossen sind, alternativ dazu mit dem Vorratsbehälter 45 der Steuerdruckquelle 40 verbunden sind.

Zur Erfassung der an den Steuerdruckausgängen 41 und 42 der Steuerdruckquelle 40 bereitgestellten Ausgangsdrücke  $p_{s1}$  und  $p_{s2}$  sind je ein Drucksensor 54 bzw. 55 vorgesehen, die für diese Drücke  $p_{s1}$  und  $p_{s2}$  charakteristische elektrische Ausgangssignale erzeugen, die der elektronischen Steuereinheit 50 zugeleitet und von dieser verarbeitbar sind.

Als weitere Informations-Eingaben sind der elektronischen Steuereinheit 50 die Ausgangssignale der den Radbremsen 11 bis 14 einzeln zugeordneten Bremsdruck-Sensoren 60 zugeleitet, welche für die in die Vorderradbremsen 11 und 12 eingekoppelten Bremsdrücke  $p_{vr}$  und  $p_{vr}$  sowie für die in die Hinterradbremse 13 und 14 eingekoppelten Bremsdrücke  $p_{rh}$  sowie  $p_{rh}$  charakteristische, von der elektronischen Steuereinheit 50 verarbeitbare elektrische Ausgangssignale erzeugen.

Zur Erläuterung konstruktiver Details des in der Fig. 1 lediglich schematisch dargestellten Bremsgeräts 16 sei nunmehr auf die diesbezügliche Detaildarstellung der Fig. 2 Bezug genommen: Der Tandem-Hauptzylinder 16' ist als sogenannter Stufen-Hauptzylinder ausgebildet, bei dem der die eine axial bewegliche Begrenzung seines Primär-Ausgangsdruckraumes 56 bildende Primärkolben 58 und der die axial bewegliche Begrenzung eines Sekundär-Ausgangsdruckraumes 57 bildende Sekundärkolben 59 unterschiedliche Querschnittsflächen  $A_1$  und  $A_2$  haben, wobei die Querschnittsfläche  $A_1$  des Primärkolbens 58 die größere ist.

Zwischen der Bohrungsstufe 61, in welcher der Primärkolben 58 druckdicht verschiebbar geführt ist, an dem über eine Druckstange 62 die mittels des Bremskraftverstärkers 18 verstärkte Betätigungs Kraft angreift, und der Bohrungsstufe 63 des insgesamt mit 64 bezeichneten Hauptzylindergehäuses, in welcher der die axial bewegliche Begrenzung des Sekundär-Ausgangsdruckraumes 57 bildende Sekundärkolben 59 druckdicht verschiebbar geführt ist, erstreckt sich eine weitere, zentrale Bohrungsstufe 66, welche über eine Ringschulter 67 an die die gehäusefeste, radiale Begrenzung des Primär-Ausgangsdruckraumes 56 bildende Bohrungsstufe 61 anschließt und gegenüber derjenigen Bohrungsstufe 63, in welcher der Sekundärkolben 59 druckdicht verschiebbar geführt ist, durch eine Zwischenwand 68 des Zylindergehäuses 64 abgegrenzt ist.

In dieser zentralen Bohrungsstufe 66 ist eine innere axial bewegliche Begrenzung des Primär-Ausgangs-

druckraumes 56 bildender Betätigungs Kolben 69 druckdicht verschiebbar geführt, der mittels eines schlanken, axialen Stößels 71, der durch eine zentrale Bohrung 72 der Zwischenwand 68 des Hauptzylinders 64 druckdicht verschiebbar hindurchtritt, zentral an einem inneren Kolbenflansch 73 des Sekundärkolbens 59 abstützbar ist, dessen den Sekundär-Ausgangsdruckraum 57 unmittelbar begrenzender, "äußerer" Kolbenflansch 74 mit dem inneren Kolbenflansch 73 über eine geschlitzte Kolbenstange 76 verbunden ist, durch deren Schlitz ein gehäusefestes Anschlagröhren 77 radial hindurchtritt, das mit einer zum Bremsflüssigkeits-Vorratsbehälter 78 führenden Gehäusekanal 79 in kommunizierender Verbindung steht und mit Öffnungen 81 versehen ist, über die Bremsflüssigkeit in den sich zwischen den beiden Kolbenflanschen 73 und 74 des Sekundärkolbens 59 erstreckenden Nachlaufraum 82 überströmen kann.

Der den Sekundär-Ausgangsdruckraum 57 beweglich begrenzende Flansch 74 des Sekundärkolbens 59 ist mit einem insgesamt mit 83 bezeichneten Zentralventil versehen, das in der dargestellten, dem nicht betätigten Zustand der Bremsanlage entsprechenden Grundstellung des Sekundärkolbens 59 durch Anschlagwirkung zwischen einem Stößel seines Ventilkörpers und dem Anschlagröhren 77 in seiner Offen-Stellung gehalten ist, so daß zwischen dem Sekundär-Ausgangsdruckraum 57 und dem Bremsflüssigkeits-Vorratsbehälter 78 über den Nachlaufraum 82 ein Druckausgleich möglich ist, wobei das Zentralventil 83 nach einem kleinen Anfangsabschnitt des Bremsdruckaufbau-Hubes des Sekundärkolbens 59 in seine Schließe-Position gelangt, in welcher der Druckaufbau im Sekundär-Ausgangsdruckraum 57 möglich ist. Zum entsprechenden Druckausgleich in dem dem Vorderachs-Bremskreis I zugeordneten Primär-Ausgangsdruckraum 56 ist eine mit dem Bremsflüssigkeits-Vorratsbehälter 78 in kommunizierender Verbindung stehende Ausgleichsbohrung 84 vorgesehen, deren druckseitige Mündungsöffnung in der dem nicht betätigten Zustand der Bremsanlage 10 entsprechenden Grundstellung des Primärkolbens 58 freigegeben ist und nach einem kleinen Anfangsabschnitt des Bremsdruckaufbau-Hubes des Primärkolbens 58 gegen den Primär-Ausgangsdruckraum 56 abgesperrt ist, wonach in diesem bei weiterer Kolbenverschiebung Bremsdruck aufbaubar ist.

Der von dem axialen Stößel 71 des Betätigungs Kolbens 69 durchsetzte, axial gehäusefest durch die Zwischenwand 68 des Gehäuses 64 und axial beweglich durch den Betätigungs Kolben 69 begrenzte Ringraum 86, dessen ringförmige Querschnittsfläche um die Querschnittsfläche A<sub>4</sub> des axialen Stößels 71 kleiner ist als die Gesamt-Querschnittsfläche A<sub>3</sub> des Betätigungs Kolbens 69, auf der dieser mit dem im Primär-Ausgangsdruckraum 56 erzeugten Druck beaufschlagbar ist, ist über einen weiteren Gehäusekanal 87 permanent mit dem Bremsflüssigkeits-Vorratsbehälter 78 verbunden und daher drucklos gehalten.

Der innere Kolbenflansch 73 des Sekundärkolbens 59 ist, wie am besten aus der Detaildarstellung der Fig. 2a ersichtlich, mit einer zu der Zwischenwand 68 des Gehäuses 64 hin offenen Sackbohrung 88 versehen, in welcher der freie Endabschnitt 71' des axialen Stößels 71 des Betätigungs Kolbens 69 druckdicht verschiebbar geführt ist, wobei eine die diesbezügliche Abdichtung zwischen dem Stößel 71, 71' und dem Sekundärkolben 59 vermittelnde Ringdichtung 89 kolbenfest an der der Zwischenwand 68 des Gehäuses zugewandten Seite des Sekundärkolbenflansches 73 angeordnet ist.

In der dargestellten Grundstellung des Sekundärkolbens 59 und des Betätigungs Kolbens 69 ist dessen Stößel 71 mit der Endstirnfläche seines Endabschnittes 71' am Grund 91 der Sackbohrung 88 axial abgestützt.

In die Sackbohrung 88 des inneren Kolbenflansches 73 des Sekundärkolbens 59 mündet eine zentrale Ausgleichsbohrung 92 kleineren Durchmessers, über die bei Relativbewegungen zwischen dem Sekundärkolben 59 und dem Betätigungs Kolben 69 Bremsflüssigkeit aus dem Nachlaufraum 82 in die Sackbohrung 88 nachströmen bzw. aus dieser in den Nachlaufraum 82 verdrängt werden kann.

Der mittels der kolbenfesten Ringdichtung 89 radial innen und mittels einer Dichtmanschette 93 des inneren Kolbenflansches 73 radial außen gegen den Nachlaufraum 82 und mittels der gehäusefesten, innerhalb der zentralen Bohrung 72 der Zwischenwand 68 angeordneten Ringdichtung 94 gegen den drucklosen Ringraum 68 abgedichtet, vom freien Endabschnitt 71' des Stößels 71 des Betätigungs Kolbens 69 axial durchsetzte Ringraum 96 ist über einen Steueranschluß 97 mit dem dem Hinterachs-Bremskreis II zugeordneten Steuerdruckausgang 42 der Steuerdruckquelle 40 verbunden und bildet somit einen Steuerdruckraum, durch dessen Beaufschlagung mit dem Ausgangsdruck p<sub>s2</sub> der Steuerdruckquelle 40 der über den Druckausgang 21' des Sekundär-Ausgangsdruckraumes 57 des Tandem-Hauptzylinders 16' in die Hinterradbremsen 13 und 14 einkoppelbare Bremsdruck gezielt veränderbar ist, wodurch die Vorderachs-/Hinterachs-Bremskraftverteilung entsprechend veränderbar ist.

Der Primärkolben 58, der Sekundärkolben 59 und damit auch der Betätigungs Kolben 69 werden durch Rückstellfedern 98 und 99 in ihre durch Anschlagwirkung markierten Grundstellungen gedrängt, wobei die am Primärkolben 58 angreifende Rückstellfeder 98 an dem Betätigungs Kolben angreift, dessen Grundstellung somit durch seine axiale Abstützung am Grund 91 der Sackbohrung 88 des Sekundärkolbens markiert ist, dessen Grundstellung wiederum durch rückwärtige Anlage seines äußeren Kolbenflansches 74 an dem Anschlagröhren 77 markiert ist, wobei die Rückstellfeder 99 des Sekundärkolbens 59 etwas kräftiger sein muß als diejenige des Primärkolbens 58.

Der weiter zum Bremsgerät 16 gehörende Sekundärzylinder 16'', an dessen Druckausgang 19 die Hauptbremsleitung 22 des Vorderachs-Bremskreises I angeschlossen ist, ist seinem Aufbau nach, zu dem Tandem-Hauptzylinder 16' weitgehend analog und vermittelt im "normalen", d. h. einem Schlupf-Regelungsbetrieb nicht unterworfenen Bremsvorgang die Funktion eines 1/1-Druckumsetzers, der den im Primär-Ausgangsdruckraum 56 bei Betätigung des Tandem-Hauptzylinders 16' aufgebauten Bremsdruck auf den Druckausgang 19 — im wesentlichen ungemindert — überträgt.

Soweit Bau- und Funktionselemente des Sekundärzylinders 16'' mit Bezugsziffern belegt sind, die gegenüber den für Bau- und Funktionselementen des Tandem-Hauptzylinders 16' verwendeten Bezugszeichen um 100 erhöht sind, soll dies den Hinweis auf die Baugleichheit oder -analogie der solchermaßen bezeichneten Elementen bedeuten und gleichzeitig auch den Verweis auf die anhand des Tandem-Hauptzylinders 16' gegebene Beschrei-

bung dieser Funktionselemente beinhalten, um Wiederholungen zu vermeiden. Die Beschreibung des Sekundärzylinders 16' wird daher — im wesentlichen — auf die gegenüber dem Tandem-Hauptzylinder 16' des Bremsgeräts 16 bestehenden Unterschiede beschränkt.

Der funktionell dem Primär-Ausgangsdruckraum 56 des Tandem-Hauptzylinders 16' entsprechende Druckraum 156, der axial beweglich durch den funktionell dem Betätigungs Kolben 69 entsprechenden Betätigungs Kolben 169 begrenzt ist, hat hier die Funktion eines Eingangsdruckraumes, der über eine Verbindungsleitung 101 mit dem Primär-Ausgangsdruckraum 56 des Tandem-Hauptzylinders 16' in ständig-kommunizierender Verbindung steht. Dieser Eingangsdruckraum 156 ist anstatt durch einen axial beweglichen Primärkolben 58 durch ein gehäusefestes, an das Gehäuse 164 druckdicht angesetztes Zylinder-Abschlußteil 102 abgeschlossen. In der dem nicht betätigten Zustand der Bremsanlage 10 entsprechenden Grundstellung des Sekundärkolbens 159 des Sekundärzylinders 16' und des Betätigungs Kolbens 169 ist der letztere über einen in axialer Richtung nur wenig ausgedehnten Anschlag-Fortsatz 103 unmittelbar an dem Gehäuse-Abschlußteil 102 — axial — abgestützt.

Die Bohrungsstufe 161, in welcher der Betätigungs Kolben 169 druckdicht verschiebbar geführt ist, hat dem Betrage nach dieselbe Querschnittsfläche A<sub>1</sub> wie die Bohrungsstufe 61 des Tandem-Hauptzylinders 16', in welcher dessen Primärkolben 58 druckdicht verschiebbar geführt ist.

Auch die gegenüber der den Betätigungs Kolben 169 druckdicht verschiebbar enthaltenden Bohrungsstufe 161 durch die Zwischenwand 168 abgegrenzte Bohrungsstufe 163, innerhalb derer durch den äußeren Kolbenflansch 174 des Sekundärkolbens 159 der Sekundär-Ausgangsdruckraum 157 des Sekundärzylinders 16" axial beweglich begrenzt ist und durch dessen innere Kolbenstufe 173, die durch die geschlitzte Kolbenstange 176 mit der äußeren Kolbenstufe 174 fest verbunden ist, der von dem axialen Stößel 171 des Betätigungs Kolbens 169 axial durchsetzter Ringraum 196 axial beweglich begrenzt ist, hat dieselbe Querschnittsfläche A<sub>1</sub> wie der Eingangsdruckraum 156 des Sekundärzylinders 16" bzw. der Primär-Ausgangsdruckraum 56 des Tandem-Hauptzylinders 16' des Bremsgeräts 16. Dieser Ringraum 196 steht über seinen Steueranschluß 197 und eine erforderlichenfalls vorhandene Anschlußleitung 104 mit dem dem Vorderachs-Bremskreis I zugeordneten Steuerdruckausgang 41 der Steuerdruckquelle 40 in Verbindung.

Bei einer durch Betätigung des Bremspedals 17 gesteuerten Bremsung des Fahrzeuges bewirkt der aus dem Primär-Ausgangsdruckraum 156 des Tandem-Hauptzylinders 16' in den Eingangsdruckraum 156 des Sekundärzylinders 16" angekoppelte Druck P<sub>V</sub>, daß auf den Betätigungs Kolben 169 eine in Richtung des Pfeils 106, d. h. in derjenigen Verschieberichtung des Betätigungs Kolbens 169 und des mit diesem über den Stößel 171 bewegungskoppelten Sekundärkolbens 159 gerichtete Kraft ausgeübt wird, deren Betrag durch das Produkt A<sub>1</sub> · P<sub>V</sub> gegeben ist, wodurch der Sekundärkolben 159 in Richtung des Pfeils 106 verschoben wird und nach einem kleinen Anfangsabschnitt dieses Verschiebehubes das Zentralventil 183 in seine Sperrstellung gelangt, so daß nunmehr im Sekundär-Ausgangsdruckraum 157 des Sekundärzylinders 16" ein Druck P<sub>V,A</sub> aufgebaut wird, der betragsmäßig dem bzw. nahezu dem im Primär-Ausgangsdruckraum 56 des Tandem-Hauptzylinders 16' aufgebaute Druck P<sub>V</sub> entspricht und als Bremsdruck in den Vorderachs-Bremskreis I eingekoppelt wird.

Durch Einkopplung des an dem dem Hinterachs-Bremskreis II — dem Bremskreis der angetriebenen Fahrzeugräder — zugeordneten Steuerdruckausgang 42 definiert einstellbaren Druckes p<sub>s2</sub> in den Ringraum 96 des Tandem-Hauptzylinders 16' ist es möglich, die Hinterradbremse 13 und 14 auch dann mit Bremsdruck zu beaufschlagen, wenn der Fahrer das Bremspedal 17 des Tandem-Hauptzylinders 16' nicht betätigt. Dadurch ist es möglich, an den — angetriebenen — Hinterrädern des Fahrzeuges eine Antriebs-Schlupf-Regelung zu realisieren, die nach dem Prinzip arbeitet, ein zum Durchdrehen neigendes Fahrzeugrad durch — gezielte — Aktivierung seiner Radbremse wieder zu verzögern, um dadurch Drehmoment auf das nicht zum Durchdrehen neigende Fahrzeugrad zu übertragen. Die Auswahl des abzubremsenden Fahrzeuggrades erfolgt dadurch, daß während die Steuerdruckquelle 40 zur Erzeugung von Steuerdruck am Steuerdruckausgang 42 aktiviert ist, das Einlaßventil 34 oder 35, das der zu aktivierenden Hinterradbremse 13 oder 14 zugeordnet ist, in seiner Grundstellung gehalten wird, während das Einlaßventil 35 oder 34 der Radbremse 14 oder 13 des nicht zum Durchdrehen neigenden Hinterrades in seine Sperrstellung 1 umgeschaltet wird, wobei die elektronische Steuereinheit 15 die dafür erforderlichen Ansteuersignale aus einer nach bekannten Kriterien erfolgenden Verarbeitung der Ausgangssignale der den Fahrzeugräder einzeln zugeordneten Raddrehzahlsensoren 60 erzeugt.

Auch während eines vom Fahrer durch Betätigung des Bremspedals 17 gesteuerten Bremsvorganges kann in die Hinterradbremsen zusätzlicher Bremsdruck durch Druckbeaufschlagung des Ringraumes 96 des Tandem-Hauptzylinders 16' eingesteuert werden, um im Teilbremsbereich, d. h. bei relativ niedrigen Fahrzeugverzögerungen, bei denen der maximal ausnutzbare Kraftschlußbeiwert zwischen der Fahrbahn und den gebremsten Fahrzeugräder nicht völlig ausgenutzt wird, einen erhöhten Hinterachs-Bremskraftanteil zu erreichen, um die Vorderradbremsen nicht unnötig zu belasten, damit deren thermische Beanspruchung möglichst gering gehalten wird und die Bremsenbelastung gleichmäßiger auf die Vorderrad- und die Hinterradbremsen 11 und 12 sowie 13 und 14 "verteilt" wird.

Desgleichen ist es auch möglich, die Radbremsen 11 und 12 der — nicht angetriebenen — Vorderräder des Fahrzeuges dadurch zu aktivieren oder mit einem Bremsdruck zu beaufschlagen, der höher ist als der am Druckausgang 19' des Tandem-Hauptzylinders 16' bei einer Betätigung der Bremsanlage erzeugte Ausgangsdruck P<sub>V</sub>, daß in den Ringraum 196 des Sekundärzylinders 16" ein Steuerdruck p<sub>s1</sub> eingekoppelt wird, der auf definiertem Pegel oder mit definierter Anstiegsrate an dem dem Vorderachs-Bremskreis 1 zugeordneten Steuerdruckausgang 41 der Steuerdruckquelle 40 bereitgestellt wird.

Eine derartige Einkopplung von Steuerdruck p<sub>s1</sub> in den Ringraum 196 des Sekundärzylinders 16" kann im Verlauf einer vom Fahrer durch Betätigung des Bremspedals 17 gesteuerten Bremsung erforderlich werden, um eine erwünschte — situationsgerechte — Vorderachs-/Hinterachs-Bremskraftverteilung zu erzielen, während eine unabhängig von einer vom Fahrer gesteuerten Bremsung erfolgende Aktivierung mindestens einer der Radbremsen 11 und/oder 12 der — nicht angetriebenen — Vorderräder des Fahrzeugs z. B. dann erforderlich

werden kann, wenn beispielsweise in einer weder beschleunigten noch verzögerten Kurvenfahrt-Situation des Fahrzeuges einem übersteuernden Verhalten des Fahrzeuges und einer damit verbundenen Schleudergefahr nur noch dadurch Rechnung getragen werden kann, daß an den Vorderrädern des Fahrzeugs ein Bremsschlupf aufgebaut wird, der gleichzeitig eine Minderung der Seitenführungs Kraft der Vorderräder zur Folge hat, so daß das Fahrzeug zwar etwas "aus der Kurve getragen wird", gleichwohl aber noch steuerbar bleibt.

5 Eine von einer Betätigung der Bremsanlage 10 mittels des Bremspedals 17 unabhängige Aktivierung sowohl der Vorderradbremsen 11 und 12 als auch der Hinterradbremsen 13 und 14 ist auch dann erforderlich, wenn das Fahrzeug mit einer sogenannten "Abstandsregelung" ausgerüstet ist, die in Abhängigkeit von dem mittels eines Sensorsystems erfaßbaren Abstand zu einem vorausfahrenden Fahrzeug, eine Aktivierung der Bremsanlage 10

10 auslösen soll, wenn dieser Abstand einen als kritisch erachteten Wert unterschreitet.

15 Die insoweit erläuterten funktionellen Eigenschaften der Bremsanlage 10, im wesentlichen die bei dieser vorgesehene Möglichkeit, die Vorderachs-/Hinterachs-Bremskraftverteilung in weiten Grenzen definiert verändern zu können, in Kombination mit der Möglichkeit, mittels der Einlaßventile 26 und 27 sowie 34 und 35 und der Auslaßventile 29 und 30 sowie 37 und 38 der elektrohydraulischen Bremsdruck-Steuereinheit 20 des Antiblockiersystems in die einzelnen Radbremsen 11 bis 14 unterschiedliche Bremsdrücke einkoppeln zu können und damit entsprechend verschiedenen Radbremskräfte einsteuern zu können, eröffnet die Möglichkeit, im Verlauf von Bremsvorgängen, die während einer Fahrt erforderlich werden sowie auch von Beschleunigungsvorgängen fortlaufend die für die einzelnen Fahrzeugräder jeweils gültigen Reifenkennlinien ermitteln zu können und die solchermaßen gewonnene Kenntnis zu einer z. B. unter dem Gesichtspunkt einer Optimierung der dynamischen

20 Stabilität des Fahrzeugs geeigneten Schlupfregelung auszunutzen.

Zur Bestimmung der "Reifenkennlinien", d. h. des Zusammenhangs zwischen einem an dem jeweiligen Fahrzeuggrad ausnutzbaren Kraftschlußbeiwert  $\mu_B$  und dem für die Ausnutzung dieses Kraftschlußbeiwerts  $\mu_B$  erforderlichen — absoluten — Bremsschlupf  $\lambda_B$ , der durch die Beziehung

$$25 \quad \lambda_B = \frac{V_F - V_R}{V_F} \quad (1)$$

30 gegeben ist, wird, gemäß einer Variante eines diesbezüglich geeigneten Verfahrens, dessen Ablauf durch die elektronische Steuereinheit 50 selbsttätig gesteuert wird, wie folgt vorgegangen, wobei vorausgesetzt wird, daß die Bremsung im Verlauf einer Geradeausfahrt des Fahrzeugs erfolgt und der Fahrer eine Zielbremsung durchführen möchte, d. h. eine Bremsung, in deren Verlauf der Fahrer die Kraft  $K_p$ , mit der er das Bremspedal 17 betätigt, ab Beginn der Bremsung zunächst relativ langsam steigert, bis eine Fahrzeugverzögerung von etwa 0,2 g ( $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$ ) erreicht ist und der Fahrer danach die Pedal-Betätigungs kraft  $K_p$  konstant hält, um die 35 genannte Fahrzeugverzögerung für eine erwünschte Zeitspanne aufrechtzuerhalten:

In einer derartigen Situation wird in einer ersten Bremsphase nur eine Radbremse, z. B. die linke Hinterradbremse 13 mit Bremsdruck  $p_{B1}$  beaufschlagt, der so bemessen wird, daß sich die vom Fahrer gewünschte Fahrzeugverzögerung  $z$  ergibt. Die Auswahl des für die Bremsung zunächst herangezogenen Hinterrades erfolgt dadurch, daß, gesteuert durch Ausgangssignale der elektronischen Steuereinheit 50, die Einlaßventile 26 und 27 der Vorderradbremsen 11 und 12 sowie das Einlaßventil 35 der rechten Hinterradbremse in deren 40 Sperrstellungen I geschaltet werden. Um mit dem allein gebremsten, linken Hinterrad die dem Fahrerwunsch entsprechende Fahrzeugverzögerung  $z$  zu erreichen, die durch die Beziehung

$$45 \quad z = F_{B1}/G_g \quad (2)$$

gegeben ist, in der mit  $F_{B1}$  die mittels der linken Hinterradbremse 13 entfaltete Bremskraft und mit  $G_g$  das Gesamtgewicht des Fahrzeugs bezeichnet sind, ist es in einer üblichen Auslegung einer Bremsanlage eines Personenkraftwagens entsprechenden Fällen erforderlich, daß der in die linke Hinterradbremse 13 eingekoppelte Bremsdruck etwa dem 7-fachen desjenigen Druckes entspricht, der im Primär-Ausgangsdruckraum 56 des 50 Tandem-Hauptzylinders 16' des Bremsgeräts 16 der Bremsanlage 10 aufgebaut wird, wenn der Fahrer das Bremspedal 17 dieses Tandem-Hauptzylinders 16' mit derjenigen Betätigungs kraft  $K_p$  betätigt, mit der er die — wunschgemäß — Fahrzeugverzögerung  $z$  vorknüpf t.

Demgemäß wird in der genannten, einleitenden Phase der Bremsung — durch Aktivierung der Steuerdruckquelle 40 — über deren dem Hinterachs-Bremskreis II zugeordneten Steuerdruckausgang 42 in den dem 55 Hinterachs-Bremskreis II zugeordneten Ringraum 96 des Tandem-Hauptzylinders 16' ein Steuerdruck  $p_{S2}$  eingekoppelt, durch dessen Wirkung auf die diesem ausgesetzte Ringfläche des inneren Kolbenflansches 73 des Sekundärkolbens 59 des Tandem-Hauptzylinders 16' auf den Sekundärkolben 59 eine zusätzliche, im Sinne einer Druckerhöhung im Sekundär-Ausgangsdruckraum 57 des Tandem-Hauptzylinders 16' wirkende Betätigungs kraft ausgeübt wird, durch die im Ergebnis die für die Erzielung der erforderlichen Fahrzeugverzögerung 60 hinreichende Bremsdruck-Beaufschlagung der linken Hinterradbremse 13 erreicht wird.

Im Verlauf dieser ersten Phase einer Bremsung, die nicht unbedingt eine Zielbremsung sein muß, sondern auch eine Bremsung sein kann, bei der der Fahrer eine möglichst effektive Fahrzeugverzögerung erreichen möchte, wird der Steuerdruck  $p_{S2}$ , der in den dem Hinterachs-Bremskreis II zugeordneten Ringraum 96 des Tandem-Hauptzylinders 16' eingekoppelt werden muß, auf etwa den 6-fachen Wert des im Primär-Ausgangsdruckraum 65 56 des Tandem-Hauptzylinders 16' — durch Pedalbetätigung — erzeugten Druckes eingeregelt. Der im Primär-Ausgangsdruckraum 56 des Tandem-Hauptzylinders 16' erzeugte Druck  $P_V$  wird mittels eines elektronischen Drucksensors 107 überwacht, der ein für den im Primär-Ausgangsdruckraum 56 des Tandem-Hauptzylinders herrschenden Druck  $P_V$  charakteristisches elektrisches Ausgangssignal erzeugt, das als Informationseingabe der

elektronischen Steuereinheit 50 zugeleitet ist.

Aus einem Vergleich der Ausgangssignale des Drucksensors 107, der den Primär-Ausgangsdruck des Tandem-Hauptzylinders 16' überwacht sowie des Drucksensors 55, der ein für den an dem Steuerdruckausgang 42 der Steuerdruckquelle 40 herrschenden Druck charakteristisches elektrisches Ausgangssignal erzeugt, erzeugt die elektronische Steuereinheit 50, die Ansteuersignale für die Aktivierung des Motors 43 der Pumpe 47 sowie für das Auslaßsteuerventil 49 und erforderlichenfalls das Druckabsenkungssteuerventil 53 der Steuerdruckquelle durch die der am Steuerausgang 42 abgegebene Druck auf dem erforderlichen Wert gehalten wird.

In dieser ersten – einleitenden – Bremsphase wird aus einer Auswertung der Ausgangssignale der Raddrehzahlsensoren 51 fortlaufend der absolute Bremsschlupf gemäß der Beziehung (1) ermittelt, der sehr genau bestimbar ist, da mit den Ausgangssignalen insbesondere der den nicht gebremsten Vorderrädern zugeordnete Raddrehzahlsensoren Signale zur Verfügung stehen, die ein sehr genaues Maß für die Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_F$  sind.

Aus einer zeitlich differenzierenden Verarbeitung der Ausgangssignale der den nicht angetriebenen Vorderrädern zugeordneten Raddrehzahlsensoren 51 ist auch die Fahrzeugverzögerung  $z$  sehr genau bestimbar, die gemäß der Beziehung (2) mit der mittels des gebremsten linken Hinterrades ausbbaren Radbremskraft  $F_{Bh}$  verknüpft ist, die der Berechnung

$$F_{Bh} = \mu_{Bh} \cdot F_{GHA}/2 \quad (3)$$

genügt, so daß auch die Beziehung

$$z = \mu_{Bh} \cdot \frac{F_{GHA}}{2G_g} \text{ gilt,}$$

in welcher mit  $F_{GHA}/2$  die an dem gebremsten Hinterrad wirksame Normalkraft (Radlast) bezeichnet ist, die der halben Hinterachslast entspricht und mit  $\mu_{Bh}$  der bei der jeweiligen Verzögerung und dem mit dieser verknüpften Bremsschlupf  $\lambda_{Bh}$  ausgenutzte, zwischen der Fahrbahn und dem gebremsten Fahrzeugrad wirksame Kraftschlußbeiwert bezeichnet sind.

Unter Berücksichtigung der bei einer Bremsung auftretenden dynamischen Achs- bzw. Radlastverlagerung, die für die gesamte Hinterachslast  $F_{GHA}$  durch die Beziehung

$$F_{GHA} = (\Psi - z \cdot \chi) \cdot G_g \quad (4)$$

gegeben ist,

in welcher mit  $\Psi$  der auf das Fahrzeuggewicht  $G_g$  bezogene Hinterachslastanteil und mit  $\chi$  die radstandsbezogene Schwerpunktshöhe des Fahrzeuges bezeichnet sind (vgl. Burkhardt, Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und PKW-Bremsanlagen Vogelbuchverlag, 1. Auflage 1991, ISBN 3-8023-0184-6, Seiten 74 bis 80), folgt aus den Beziehungen (2), (3) und (4) unmittelbar:

$$\mu_{Bh} = \frac{2z}{\Psi - z \cdot \chi} \quad (5)$$

Durch eine mittels der elektronischen Steuereinheit 50 selbsttätig ausgeführte Auswertung dieser Beziehung (5) ist somit zu den aus den Ausgangssignalen der Raddrehzahlsensoren 51 ermittelten Werten des Bremsschlupfes  $\lambda_{Bh}$  auch der jeweils zugehörige Kraftschlußbeiwert  $\mu_{Bh}$  ermittelbar und somit im gesamten interessierenden Schlupfbereich die sogenannte Reifenkennlinie ermittelbar, für die ein typischer Verlauf in der Fig. 4 dargestellt ist, in der als Ordinate der Kraftschlußbeiwert  $\mu_B$  und als Abszisse der absolute Bremsschlupf  $\lambda_B$  aufgetragen sind.

Dem z. B. für einen Sommerreifen als typisch anzusehenden Verlauf der in der Fig. 4 dargestellten Reifenkennlinie 108 ist zu entnehmen, daß mit zunehmendem Bremsschlupf  $\lambda_B$  zunächst, wie durch den ansteigenden Ast 109 repräsentiert, der ausnutzbare Kraftschlußbeiwert zunimmt und bei einem Bremsschlupf  $\lambda_{Bom}$  einen Maximalwert  $\mu_{Bmax}$  erreicht, bei dessen Ausnutzung auch eine maximale Fahrzeugverzögerung erreichbar ist. Ab diesem Maximum 111 der Reifenkennlinie 108 nimmt, zu größeren Werten des Bremsschlupfes  $\lambda_B$  der ausnutzbare Kraftschlußbeiwert  $\mu_B$  wieder ab, was für den praktischen Fall einer Bremsung bedeutet, daß der Bremsschlupf  $\lambda_B$  nicht über den Wert  $\lambda_{Bom}$  hinaus gesteigert werden darf, da ansonsten – wegen der Abnahme des ausnutzbaren Kraftschlußbeiwertes – das gebremste Rad, dem die Reifenkennlinie 108 entspricht, sehr schnell in den Blockierzustand gelangt, der zwar, wenn das gebremste Rad stillsteht und der dem Bremsschlupf 1 entsprechende Gleitbeiwert  $\mu_{BG}$  erreicht ist, noch eine durchaus effektive Bremsung des Fahrzeugs ermöglicht, bei der jedoch dynamische Stabilität des Fahrzeugs nicht mehr gewährleistet ist und das Fahrzeug auch nicht mehr lenkbar ist.

Die genaue Kenntnis der Reifenkennlinie 108, mindestens deren Verlauf zwischen dem Koordinatenursprung des Diagramms der Fig. 4 und dem Maximum 111 der Reifenkennlinie 108 ist daher Voraussetzung dafür, die Ansprechschwellen eines Schlupf-Regelungssystems, z. B. eines Antiblockiersystems hinreichend hoch wählen zu können, damit möglichst hohe Werte des Kraftschlusses  $\mu_B$  ausnutzbar sind, andererseits aber auch zuverlässig vermieden wird, daß das Maximum der Reifenkennlinie 108 bei einer Bremsung überschritten wird und dadurch das Fahrzeug in einen dynamisch instabilen Zustand geraten könnte.

Die zur Ermittlung der Reifenkennlinie 108 bis zu deren Maximum 111 an nur einem Fahrzeugrad durchgeführte "Testphase" der Bremsung wird abgebrochen, sobald sich der Bremsschlupf  $\lambda_{Bhl}$  dem Wert  $\lambda_{Bom}$  nähert, was die elektronische Steuereinheit 50 daran "erkennt", daß die Fahrzeugverzögerung  $\varphi$  nicht mehr zunimmt, weil sich der Wert  $d \mu_B/d \lambda_B$  dem Wert 0 nähert und/oder daran, daß das gebremste Fahrzeugrad zunehmend verzögert wird.

Nach der Beendigung dieser "Testphase" wird die Bremsung "konventionell" durch Bremsdruck-Beaufschlagung auch der bislang nicht ausgenutzten Radbremsen 11 und 12 sowie 14 fortgesetzt, wobei der Bremsdruck  $p_{hyd}$  an dem als zuerst gebremsten linken Hinterrades auf dasselbe Druckniveau gebracht — abgesenkt — wird, auf dem auch die nunmehr aktivierte Radbremsen beaufschlagt sind, wobei dieses Druckniveau  $p_{hyd}$  für den Fall, daß die Testbremsung an einem Hinterrad des Fahrzeugs begonnen worden ist, durch die Beziehung

$$\mu_{hyd} = \Phi \cdot p_{hyd} T^2 \quad (6)$$

gegeben ist, in der mit  $\Phi$  der Hinterachs-Bremskraftanteil einer als fest abgestimmt vorausgesetzten Bremskraftverteilung und mit  $p_{hyd}$  der Bremsdruck der in der Testphase ausgenutzten Radbremse im Zeitpunkt des Abbruches der Testphase bezeichnet sind.

Nachdem auf die geschilderte Weise eine "erste" Reifenkennlinie 108 ermittelt worden ist, wird bei einer nächsten Bremsung die Reifenkennlinie eines zweiten Reifens ermittelt, z. B. desjenigen des rechten Hinterrades, oder, falls der Fahrer, erkennbar an der Art und Weise, in der er die Bremsanlage 10 betätigt, mit etwas höherer Fahrzeugverzögerung bremsen möchte, die Kennlinie eines Vorderrad-Reifens auf analoge Weise ermittelt, wobei nunmehr anstelle der Beziehungen (4), (5) und (6) die Beziehungen

$$F_{GVA} = (1 - \Psi + z \cdot \chi) \cdot Gg \quad (4')$$

sowie

$$\mu_{BVLr} = \frac{2z}{1 - \Psi + z \cdot \chi} \quad (5')$$

und

$$\mu_{hyd} = \mu_{hyd} T \cdot (1 - \Phi)^2 \quad (6')$$

gelten.  
Die Indizes "l,r" gelten für "links, rechts".

Die Reihenfolge der von Bremsung zu Bremsung erfolgenden Bestimmungen der Reifenkennlinien kann zyklisch sein, derart, daß nach der Bestimmung der für ein Hinterrad geltenden Reifenkennlinie diejenige eines Vorderrades, danach diejenige des anderen Hinterrades und dann wiederum des anderen Vorderrades bestimmt wird usw. oder auch in der Weise, daß, wann immer die Art der Betätigung der Bremsanlage 10 durch den Fahrer erkennen läßt, daß dieser mit relativ hoher Fahrzeugverzögerung bremsen möchte, die Reifenkennlinie eines Vorderrades bestimmt wird und diejenige eines Hinterrades dann, wenn der Fahrer mit relativ niedriger Fahrzeugverzögerung bremsen will.

Durch die fortlaufende Ermittlung der Reifenkennlinien sind auch deren Änderungen erfassbar, die sich z. B. aus Änderungen der Reifentemperatur während einer Fahrt ergeben und erheblich sein können. Die im Verlauf der Testphasen einer jeden Bremsung gleichsam "punktweise" aus fortlaufend bestimmten Kraftschluß-/Schlupfwertepaaren ermittelten Reifenkennlinien können in einem Speicher der elektronischen Steuereinheit 50 in tabellarischer Form abgelegt und für einen Vergleich mit aktuell ermittelten Schlupf-Werten bereitgehalten sein, aus dem gleichsam die "Stabilitätsreserve" ermittelbar ist, die in einer fahrdynamischen Situation noch vorhanden ist, um, z. B. im Falle einer Kurvenfahrt, zuverlässig feststellen zu können, ob bei einem gegebenen Bremsschlupf, dasselbe gilt sinngemäß bei einer beschleunigten Kurvenfahrt für einen Traktionsschlupf, noch genügend Seitenführungskraftreserve vorhanden ist, oder ob Brems- oder Traktionsschlupf abgebaut werden muß, um das Fahrzeug sicher durch eine Kurve steuern zu können.

In bevorzugter Auslegung der elektronischen Steuereinheit generiert diese die jeweils aktuelle Reifenkennlinie durch Anpassung einer qualitativ dem Kennlinienverlauf 108 entsprechenden Exponentialfunktion an eine Mehrzahl geeigneter Stützstellen, z. B. das Maximum 111 der Reifenkennlinie gemäß Fig. 4 und eine Mehrzahl weiterer Stützstellen, die zwischen dem Maximum 111 und dem Koordinatenursprung liegen, wobei diese Exponentialfunktion durch die Beziehung

$$\mu_B = C_1 (1 - e^{-C_2 \lambda_B}) - C_3 \cdot \lambda_B \quad (7)$$

gegeben ist, in der  $C_1$ ,  $C_2$  und  $C_3$  — konstante — Reifenkennwerte bedeuten. Diese Reifenkennwerte sind so zu bestimmen, daß die angepaßte Kurve gemäß der Beziehung (7) möglichst gut der gemessenen Reifenkennlinie in dem der Messung zugänglichen Bereich entspricht. Zur Bestimmung geeignete Werte sind z. B.:

Der maximale Kraftschlußbeiwert  $\mu_{Bmax}$ , der Gleitbeiwert  $\mu_{BG}$  bei  $\lambda_B = 1$  und der optimale Bremsschlupf  $\lambda_{Bom}$ , bei dem der maximale Kraftschlußbeiwert  $\mu_{Bmax}$  erreicht ist.

Basierend auf dem Näherungsansatz gemäß der Beziehung (7) ergibt sich das folgende Gleichungssystem

$$\mu_{B\max} = C_1(1 - 1^{-C_2 \lambda_{Bom}}) - C_3 \lambda_{Bom} \quad (7.1)$$

$$\mu_6 = C_1(1 - 1^{-C_2}) - C_3 \quad (7.2)$$

$$\frac{d\mu_B}{d\lambda_B} = C_1 C_2 \cdot 1^{-C_2 \lambda_{Bom}} - C_3 \quad (7.3)$$

5

Dieses Gleichungssystem lässt sich durch eine einfache Iteration, die rasch zu einer guten Näherung führt, "lösen", wobei in einer ersten Näherung angenommen werden kann:

10

$$(C_1)_1 = \mu_{B\max} \quad (7.4)$$

sowie unter Vernachlässigung der Größe  $e^{-C_2}$ :

$$(C_3)_1 = (C_1)_1 - \mu_G \quad (7.5)$$

15

woraus sich ergibt

$$(C_2)_1 \cdot 1^{-(C_2)_1 \cdot \lambda_{Bom}} = \frac{(C_1)_1 - \mu_G}{(C_1)_1} \quad (7.6)$$

20

Aus dieser Beziehung kann näherungsweise der Kennwert  $(c_2)_1$ , nach einem der "Regula falsi" entsprechenden Algorithmus rasch durch die elektronische Steuereinheit ermittelt werden, woraus sich in einer ersten Näherung die Beziehung ergibt:

25

$$(\mu_{B\max})_1 = \mu_{B\max} \cdot (1 - 1^{-(C_2)_1 \cdot \lambda_{Bom}}) - (C_3)_1 \cdot \lambda_{Bom} \quad (7.7)$$

Erforderlichenfalls weitere Näherungsschritte können von der elektronischen Steuereinheit 50 nach einfachen Algorithmen durchgeführt werden.

30

Durch die Ausnutzung einer im wesentlichen der Beziehung (7) entsprechenden, von Fall zu Fall generierbaren Kennlinie 108 ist eine rasche Verarbeitung der gemessenen  $\mu_B$ - sowie  $\lambda_B$ -Daten möglich, wie es für eine effektive Schlupfregelung erforderlich ist.

In einer für praktische Fälle meist ausreichend guten Näherung kann für die Größe  $C_3$  ein Wert zwischen 0,2 und 0,3 angesetzt werden und für den rechnerisch zu bildenden Term

35

$$C_1 \cdot C_2^2 \cdot 1^{-C_2 \lambda_{Bom}}$$

ein Wert von etwa 7, wobei hieraus durch einfache Iteration der Wert  $C_2$  bei gemessenem  $\lambda_{Bom}$  bestimmt werden kann.

40

Die elektronische Steuereinheit 50 ist auch mit der Fähigkeit ausgestattet, in Kurvenfahrt-Situationen auftretende Querbeschleunigungen und daraus resultierende "seitliche" Radlastverlagerungen im Falle einer Kurvenfahrtbremsung bei der Druckzumessung zu den einzelnen Radbremsen 11, 12 sowie 13 und 14 dagegen zu berücksichtigen, daß an sämtlichen gebremsten Fahrzeugrädern eine Bremskraft-Regelung auf gleiche Kraftschlußausnutzung gegeben ist, wodurch eine insoweit optimale Abbremsung des Fahrzeugs erreichbar ist. Die dafür erforderliche Rückmeldung über die in den Radbremsen 11, 12 sowie 13 und 14 herrschenden Bremsdrücke wird durch die diesen einzeln zugeordneten Drucksensoren 60 erzielt.

45

Die Informationen über die in einer Kurvenfahrt auftretenden Beschleunigungen kann durch Ausgangssignale eines Querbeschleunigungssensors 112 direkt oder indirekt aus einer Auswertung der unterschiedlichen Raddrehzahlen der Fahrzeugräder gewonnen werden und/oder durch einen — nicht dargestellten — Lenkwinkel-sensor, gegebenenfalls auch durch einen — ebenfalls nicht dargestellten — Gierwinkelsensor.

50

Bei Kenntnis der Reifenkennlinien für Geradeausfahrt ist im Prinzip auch das gesamte Reifen-Kennlinienfeld bekannt, das für eine Überlagerung von Längs- und Querbewegungen des Fahrzeugs Gültigkeit hat und für die Ermittlung von "Seitenkraft-Reserven" ausnutzbar ist, wenn ein vorgegebener — wie erläutert meßbarer — Längsschlupf gegeben ist, wobei für einen Traktionsschlupf zu den für den Bremsschlupf angegebenen Erläuterungen analoge Beziehungen gelten, die mittels der elektronischen Steuereinheit 50 auswertbar und für die Schlupf-Regelung bzw. Steuerung ausnutzbar sind.

55

Um eine sichere Erkennung des Fahrerwünsches — Zielbremsung oder Vollbremsung — zu ermöglichen, ist das Bremspedal 17 auch mit einem z. B. mit Hilfe von Dehnungs-Meßstreifen realisierten Kraftsensor 113 ausgerüstet, dessen elektrisches Ausgangssignal ebenfalls der elektronischen Steuereinheit 50 zugeleitet ist. Des Weiteren ist ein Winkelstellungsgeber 114 vorgesehen, dessen elektrisches Ausgangssignal ein Maß für die Pedalstellung und damit ebenfalls ein Maß für die vom Fahrer gewünschte Fahrzeugverzögerung darstellt. Aus einer differenzierenden Verarbeitung des Ausgangssignals dieses Winkelstellungsgebers 114 gewinnt die elektronische Steuereinheit 50 die Information darüber, wie schnell der Fahrer das Bremspedal 17 betätigt. Ist diese Betätigungs geschwindigkeit sehr hoch, so "schließt" die elektronische Steuereinheit 50 hieraus, daß der Fahrer eine möglichst effektive Bremsung mit höchstmöglicher Bremsverzögerung auslösen möchte und unterbricht für diesen Fall die Durchführung von Testzyklen.

60

65

Desweiteren ist es zur Erkennung des Fahrerwunsches zweckmäßig, wenn auch der Sekundärzylinder 16" an seinem Druckausgang 19" mit einem Drucksensor 116 versehen ist, mittels dessen der tatsächlich in die Hauptbremsleitung (22) des Vorderachs-Bremskreises I eingekoppelte Druck erfaßbar ist.

5

## Patentansprüche

1. Verfahren zur Bestimmung der Kraftschluß-/Schlupfkennlinien der Reifen eines Straßenfahrzeuges, das mit einem auf eine Einzelrad-Regelung ausgelegten Antiblockiersystem ausgerüstet ist, wonach im Fahrbetrieb des Fahrzeuges aus gemessenen Wertepaaren des Schlupfes  $\lambda$  und des bei gegebenem Schlupf ausgenutzten Kraftschlußbeiwertes  $\mu$  auf den Verlauf der jeweiligen Reifenkennlinie im gesamten  $\mu/\lambda$ -Feld geschlossen wird, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

- a) in einer Anfangsphase einer mit mäßiger Fahrzeugverzögerung verknüpften Zielbremsung wird nur die Radbremse eines einzigen Fahrzeuggrades mit Bremsdruck beaufschlagt und dieser in der anfänglichen Steigerungsphase des Bremsdruckes so bemessen, daß sich die dem Fahrerwunsch entsprechende — zunehmende — Anfangsverzögerung mindestens annähernd ergibt;
- b) während dieser anfänglichen Testphase der Bremsung wird fortlaufend der absolute Bremsschlupf  $\lambda_B$  gemäß der Beziehung

$$\lambda_B = \frac{v_F - v_R}{v_F}$$

sowie die mit dem jeweiligen Wert des Bremsschlupfes  $\lambda_B$  verknüpfte Kraftschlußausnutzung  $\mu_B$  ermittelt, die im Falle der Bremsung eines Hinterrades durch die Beziehung

$$\mu_{BH} = \frac{2z}{\Psi - z \cdot \chi}$$

und im Falle einer Bremsung eines Vorderrades durch die Beziehung

$$\mu_{BV} = \frac{2z}{1 - \Psi + z \cdot \chi}$$

gegeben ist, wobei in diesen Beziehungen mit  $v_F$  die Fahrzeuggeschwindigkeit, mit  $v_R$  die Geschwindigkeit des gebremsten Fahrzeuggrades, mit  $\Psi$  der Hinterachsanteil, mit  $\chi$  die radstandsbezogene Schwerpunktshöhe des Fahrzeuges und mit  $z$  die gemessene Bremsverzögerung des Fahrzeuges bezeichnet sind, und wobei als Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_F$  ein aus den Radumfangsgeschwindigkeiten der nicht gebremsten Fahrzeugräder gewonnener Wert in Ansatz gebracht wird;

- c) sobald durch die alleinige Bremsung des Testrades die Fahrzeugverzögerung  $z$  nicht weiter anwächst und/oder das gebremste Fahrzeuggrad stärker verzögert als es einem vorgegebenen Schwellenwert entspricht, wird die Testbremsung abgebrochen und die Bremsung durch Druckbeaufschlagung der weiteren Fahrzeugräder fortgesetzt;
- d) die den Merkmalen a) bis c) entsprechenden Test-Bremsphasen werden in zyklischer Folge für sämtliche Fahrzeugräder durchgeführt.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Testbremsung an einem Hinterrad durchgeführt wird, wenn der Fahrerwunsch einer Bremsung mit mäßiger Fahrzeugverzögerung zwischen 0,1 g und 0,2 g entspricht und an einem Vorderrad, wenn der Fahrerwunsch einer etwas höheren Fahrzeugverzögerung zwischen 0,2 g und 0,4 g entspricht.

3. Verfahren nach Anspruch 1 oder Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß in einem Testzyklus zwei Fahrzeugräder gebremst werden, die einen diagonal gegenüberliegend angeordnet sind, wenn der Fahrerwunsch einer Bremsverzögerung von mehr als 0,4 g entspricht.

4. Verfahren nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Testphase zunächst am Hinterrad und danach am Vorderrad durchgeführt wird.

5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß bei einer Durchführung der Testbremsphase an einem angetriebenen Fahrzeuggrad dieses vom Antriebsstrang des Fahrzeuges abgekuppelt wird.

6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Betriebssituation "Zielbremsung" des Fahrzeugs daran erkannt wird, daß der Fahrer das Bremspedal (17) der Bremsanlage (10) mit einer Kraft  $K_p$  betätigt, die kleiner als ein vorzugsweise einstellbar vorgegebener Schwellenwert ist.

7. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Betriebssituation "Zielbremsung" des Fahrzeugs daran erkennbar ist, daß die Fahrzeugverzögerung kleiner ist als ein vorzugsweise einstellbar vorgegebener Schwellenwert  $z_{min}$ .

8. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Betriebssituation "Zielbremsung" des Fahrzeugs daran erkannt wird, daß der Bremsdruck, den der Fahrer durch Betätigung des Bremsgeräts (16) in die Bremsanlage (10) einsteuert, kleiner ist als ein vorzugsweise einstellbar vorgegebener Schwellenwert  $p_{min}$ .

9. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß für den anhand von Schlupf- und Verzögerungs- sowie gegebenenfalls Beschleunigungsmessungen ermittelten Kraftschlußbeiwert-/Schlupf-Zusammenhang, der für das jeweilige Fahrzeuggrad gilt, durch Interpolation oder Anpassung einer mittels einer elektronischen Steuereinheit (50) auswertbaren Näherungsbeziehung an charakteristische Stützstellen des durch die Messung erzielten, gespeicherten  $\mu_B/\lambda_B$ -Wertepaar-Vorrates ein Algorithmus gewonnen wird, der für eine fortlaufende Verarbeitung gemessener  $\lambda_B$ -Daten in Einheiten des ausgenutzten Kraftschlußbeiwertes ausnutzbar ist.

5

10. Verfahren nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Ermittlung des aktuell ausgenutzten Kraftschlußbeiwertes  $\mu_B$  durch Auswertung einer Beziehung der Form

$$\mu_B = C_1 (1 - e^{-C_2 \lambda_B}) - C_3 \lambda_B$$

10

erfolgt, in welcher mit  $C_1$ ,  $C_2$  und  $C_3$  Konstanten bezeichnet sind, die durch Anpassung der Beziehung an gemessene  $\lambda_B$ - und  $\mu_B$ -Werte gewonnen werden und als Parameter der für die fortlaufende Auswertung genutzten Beziehung gespeichert und fortlaufend aktualisiert werden.

15

11. Schlupf-Regelungssystem zur Durchführung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 10, an einem Straßenfahrzeug, das sowohl mit einem Antiblockiersystem ausgerüstet ist, das eine individuelle Bremsdruckregelung an den einzelnen Fahrzeugrädern ermöglicht, als auch mit einer Einrichtung zu einer elektronisch gesteuerten Verteilung der über die Vorderradbremsen und über die Hinterradbremsen ausübaren Bremskräfte, mit einem einen Tandem-Hauptzylinder umfassenden Bremsgerät und mit einer Steuerdruckquelle mit elektrisch steuerbarem Ausgangsdruck, der in einen Steuerdruckraum des Bremsgeräts einkoppelbar ist und dadurch dem durch alleinige Pedalbetätigung des Bremsgeräts erzeugbaren Bremsdruck, der in die Hinterradbremse einkoppelbar ist, additiv überlagert wird, wobei die Steuerdruckquelle eine elektronische Steuereinheit umfaßt, welche aus einer Verarbeitung mindestens von Raddrehzahlsensor-Ausgangssignalen, die den Fahrzeugrädern einzeln zugeordnet sind, sowie von Drucksensor-Ausgangssignalen, mittels derer für die erzeugbaren Bremsdrücke charakteristische elektrische Signale gewinnbar sind, die für die Steuerung der Bremskraftverteilung erforderlichen Steuersignale erzeugt, dadurch gekennzeichnet, daß die Vorderradbremse (11, 12) an den Primär-Ausgangsdruckraum (56) und die Hinterradbremse (13, 14) an den Sekundär-Ausgangsdruckraum (57) des Tandem-Hauptzylinders (16') angeschlossen sind, daß die gehäusefeste Begrenzung des Sekundär-Ausgangsdruckraumes (57) bildende Bohrungsstufe (63) des Gehäuses (64), innerhalb derer durch einen äußeren Kolbenflansch (74) des Sekundärkolbens (59) der Sekundär-Ausgangsdruckraum (57) gegen einen — drucklos gehaltenen — Nachlaufraum (82) abgegrenzt ist und dieser durch einen inneren Kolbenflansch (73) gegen einen inneren Abschnitt dieser Bohrungsstufe (63) beweglich abgedichtet ist, durch eine Zwischenwand (68) des Gehäuses (64) gegen eine zentrale Bohrungsstufe (66) abgegrenzt ist, die von der den Primärkolben (58) aufnehmenden Bohrungsstufe (61) ausgeht, deren Querschnittsfläche  $A_1$  etwas größer ist als die Querschnittsfläche  $A_3$  der zentralen Bohrungsstufe (66), daß in der zentralen Bohrungsstufe (66) ein Betätigungs Kolben (69) druckdicht verschiebbar geführt ist, der die axial bewegliche — innere — Begrenzung des Primär-Ausgangsdruckraumes (56) bildet und diesen gegen einen drucklosen, axial gehäusefest durch die Zwischenwand (68) begrenzten Nachlaufraum (86) abgrenzt, daß dieser Betätigungs Kolben (69) mit einem den zentralen Nachlaufraum (86) axial durchsetzenden Stößel (71) versehen ist, der druckdicht verschiebbar durch eine zentrale Bohrung (72) der Zwischenwand (68) hindurchtritt und axial an dem inneren Kolbenflansch (73) des Sekundärkolbens (59) abstützbar ist, und daß der durch den inneren Kolbenflansch (73) des Sekundärkolbens (59) axial beweglich und durch die Zwischenwand (68) axial gehäusefest begrenzte, von dem Stößel (71) ebenfalls zentral durchsetzte Ringraum (96) an den Druckausgang (42) der steuerbaren Druckquelle (40) angeschlossen ist.

20

12. Schlupf-Regelungssystem nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß der am Sekundärkolben (59) angreifende Endabschnitt (71') des Stößels (71) des Betätigungs Kolbens (69) in einer Sackbohrung (88) des Sekundärkolbens (59) relativ zu diesem druckdicht verschiebbar angeordnet und am Grund (91) dieser Sackbohrung (88) abstützbar ist.

25

13. Schlupf-Regelungssystem nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß der innere Kolbenflansch (73) des Sekundärkolbens (59) mit einer zentral am Grund (91) der Sackbohrung (88) in diese mündenden und diese mit dem Nachlaufraum (82) verbindenden Ausgleichsbohrung (92) versehen ist.

30

14. Schlupf-Regelungssystem nach einem der Ansprüche 11 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen den dem Vorderachs-Bremskreis (I) der Bremsanlage (10) des Fahrzeugs zugeordneten Ausgangsdruckraum (56) des Tandem-Hauptzylinders (16') und die zu den Vorderradbremse (11, 12) weiterführende Hauptbremsleitung (22) des Vorderachs-Bremskreises (I) ein als Druckumsetzer wirkender Sekundärzylinder (16'') vorgesehen ist, der seinerseits einen Steuerdruckraum (196) hat, in den ein steuerbarer Ausgangsdruck der Steuerdruckquelle (40) einkoppelbar ist, der dem im Ausgangsdruckraum (157) dieses Sekundärzylinders (16'') allein durch Betätigung des Hauptzylinders (16') erzeugbaren Ausgangsdruck additiv überlagerbar ist.

35

15. Schlupf-Regelungssystem nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß dem Sekundärzylinder (16'') ein eigener Steuerdruckausgang (41) der Steuerdruckquelle (40) zugeordnet ist.

40

16. Schlupf-Regelungssystem nach einem der Ansprüche 11 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß an mindestens einem der Druckausgänge (19', 21'), vorzugsweise den Druckausgang (19') des Primär-Ausgangsdruckraumes (26) des Tandem-Hauptzylinders (16') ein Drucksensor (107) angeschlossen ist, der ein für den Druck im Tandem-Hauptzylinder (16') charakteristisches elektrisches Ausgangssignal erzeugt, das der elektronischen Steuereinheit (50) als Informationseingabe zugeleitet ist.

45

50

55

60

65

DE 43 00 048 A1

17. Schlupf-Regelungssystem nach einem der Ansprüche 11 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß den Steuerdruckausgängen (41, 42) der Steuerdruckquelle (40) je ein Drucksensor (54, 55) zugeordnet ist, der ein für den am jeweiligen Druckausgang (41 bzw. 42) bereitgestellten Steuerdruck charakteristisches elektrisches Ausgangssignal erzeugt, das der elektronischen Steuereinheit (50) zugeleitet ist.

5 18. Schlupf-Regelungssystem nach einem der Ansprüche 11 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß den Vorderradbremsen (11, 12) und den Hinterradbremsen (13, 14) je einzeln zugeordnete Drucksensoren (60) vorgesehen sind, die für die in den einzelnen Radbremsen herrschenden Bremsdrücke charakteristische elektrische Ausgangssignale erzeugen, die der elektronischen Steuereinheit als weitere Informations-Eingaben zugeleitet sind.

10 19. Schlupf-Regelungssystem nach einem der Ansprüche 11 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß ein Querbeschleunigungssensor (112) und/oder ein Gierwinkel-Sensor vorgesehen ist/sind, die elektrische Ausgangssignale erzeugen, die von der elektronischen Steuereinheit (50) in Einheiten an dem Fahrzeug angreifender Querkräfte auswertbar sind.

15 20. Schlupf-Regelungssystem nach einem der Ansprüche 11 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß ein Kraft-Sensor vorgesehen ist, der ein für die Kraft, mit der der Fahrer das Bremspedal (70) der Bremsanlage (10) betätigt, charakteristisches elektrisches Ausgangssignal erzeugt, das der elektronischen Steuereinheit (50) zugeleitet ist.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

**- Leerseite -**

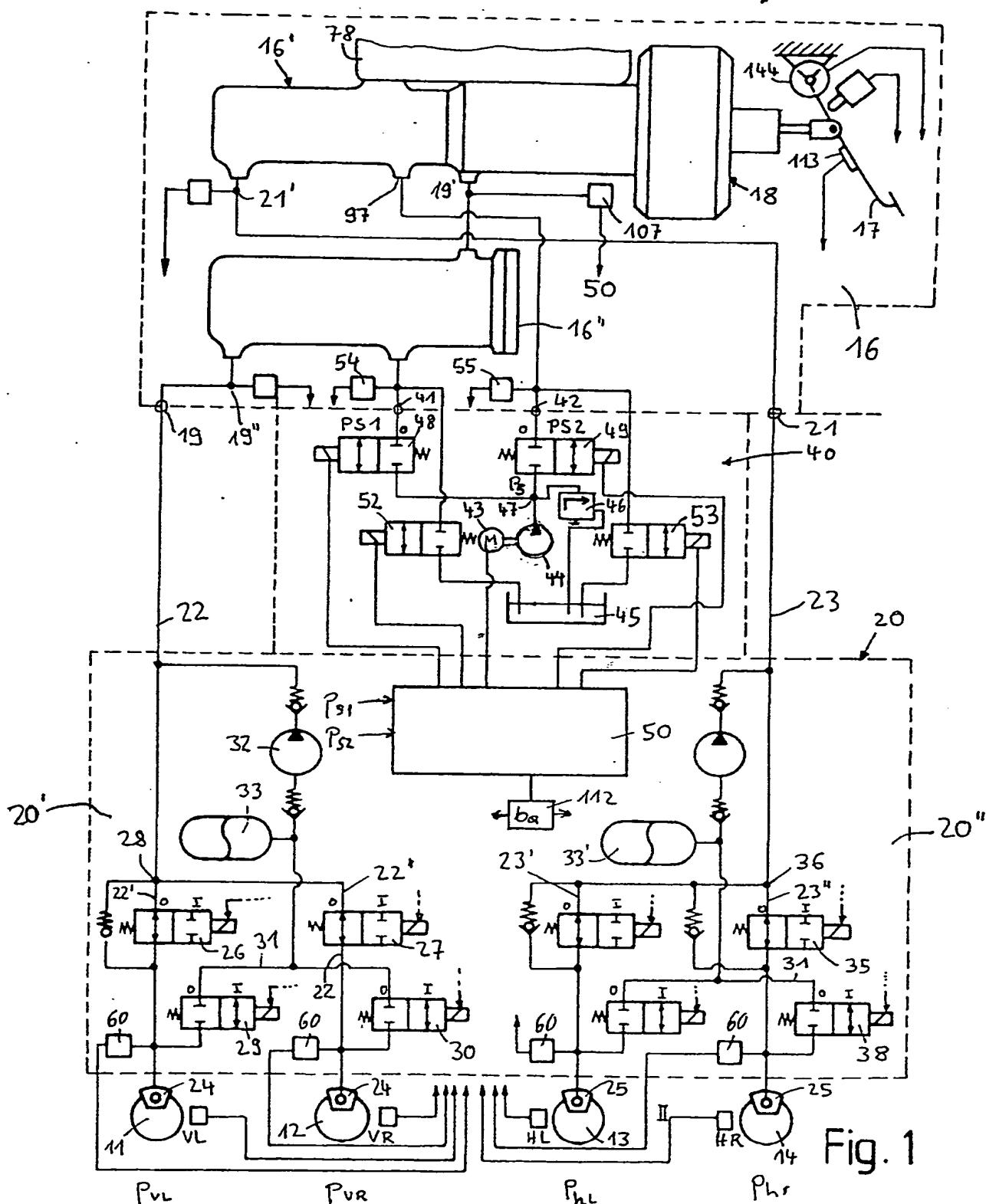


Fig. 1

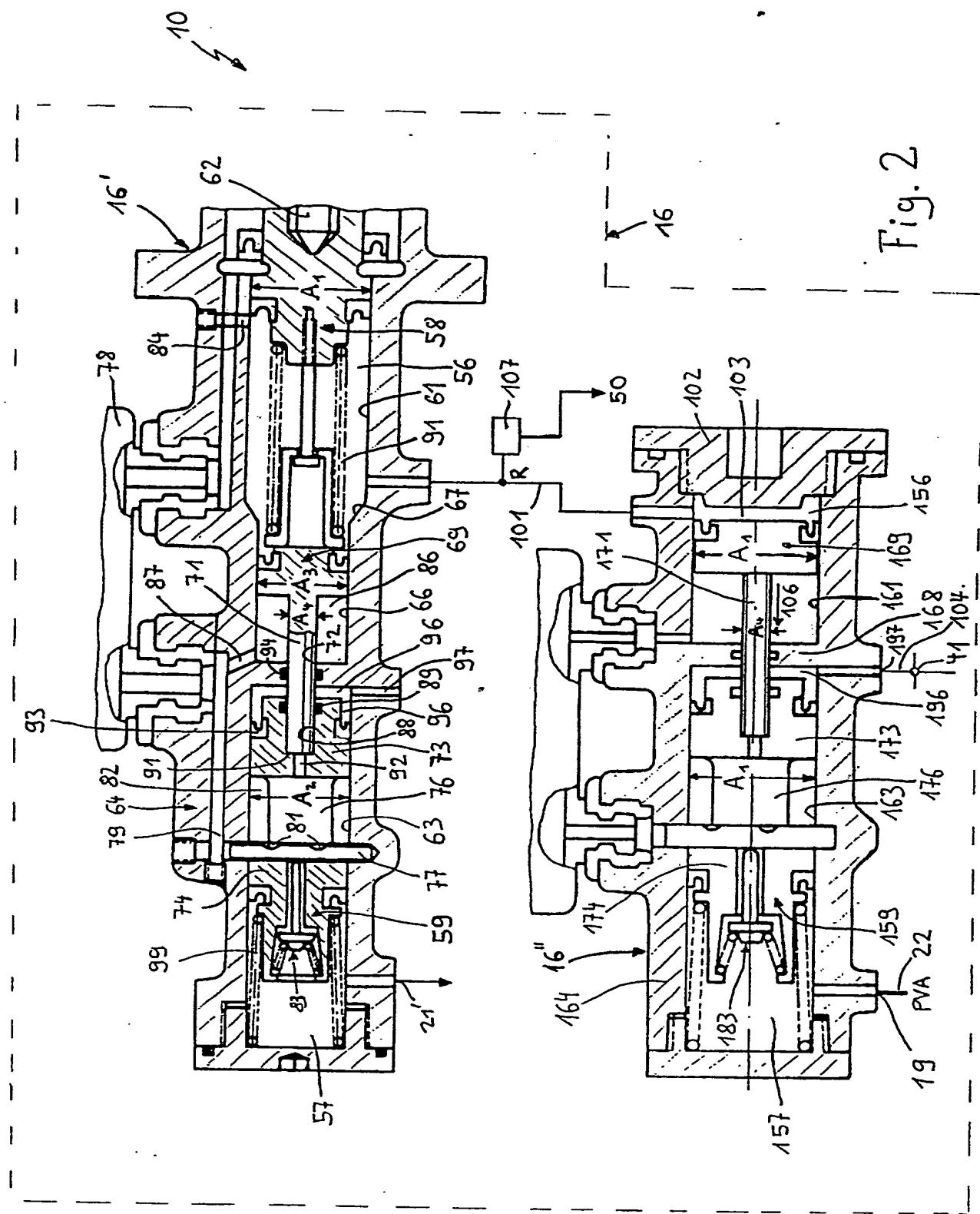


Fig. 2

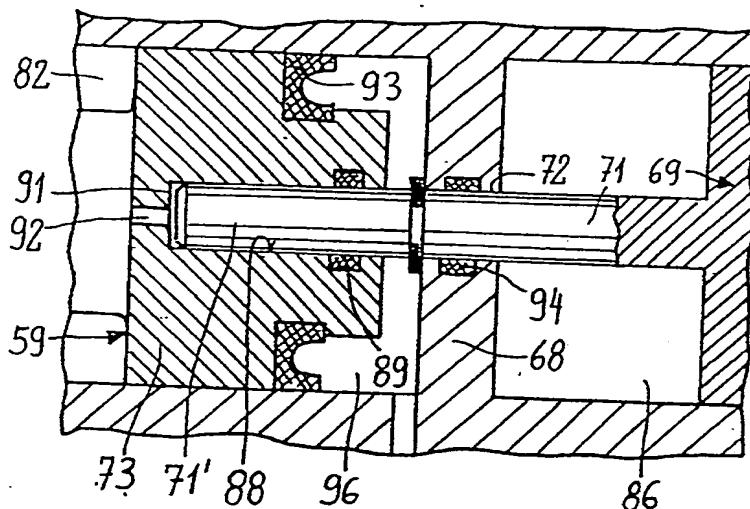


Fig. 3

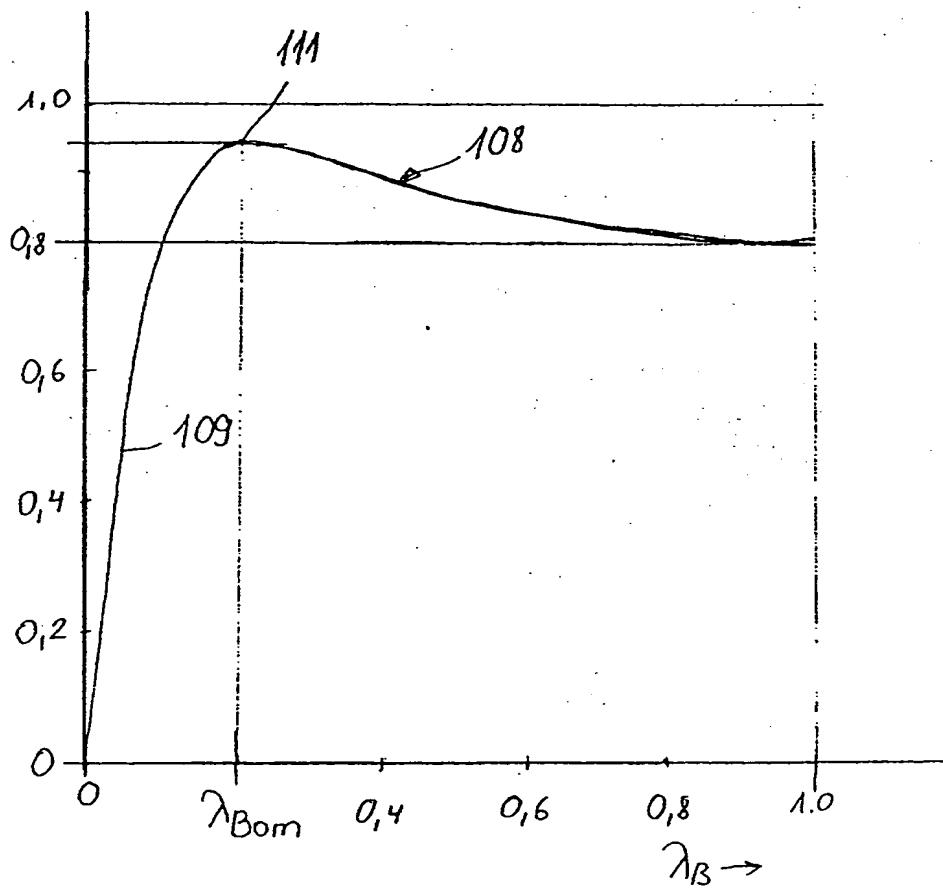


Fig. 4